Penggerak Mula

MOTOR BAKAR TORAK

PROF. IR. WIRANTO ARISMUNANDAR, MSME, adalah guru besar teknik mesin di Institut Teknologi Bandung, di mana ia memberikan kuliah: motor bakar & sistem propulsi, pusat tenaga listrik, penggerak mula, dan perawatan mesin. Selain itu, untuk beberapa tahun sejak pertama kalinya memberikan kuliah pada tahun 1959, Prof. Wiranto Arismunandar pernah pula memberikan kuliah: termodinamika teknik, pompa dan kompresor, teknik pendinginan, mekanika teknik, pengukuran teknik, dan ilmu logam. Beberapa bukunya yang telah diterbitkan adalah : *Penggerak Mula (Motor Bakar Torak dan Turbin); Motor Diesel Putaran Tinggi; Pedoman untuk Mencari Sumber Kerusakan, Merawat dan Menjalankan Kendaraan Bermotor; Beberapa Soal Termodinamika Teknik dan Penyelesaiannya; Pompa dan Kompresor; Ruang Bakar Sistem Turbin Gas; dan lain-lainnya.*

Motor bakar torak sampai kini masih menempati posisi paling efisien dibandingkan dengan jenis motor bakar yang lain. Dalam perkembangannya ia dipacu dan teruji oleh tantangan kemajuan teknologi dan tuntutan masyarakat yang semakin maju. Setelah dihadapkan pada masalah bahan bakar minyak, berbagai usaha telah ditempuh untuk menjadikannya tidak peka terhadap jenis dan kualitas bahan bakar. Maka faktor pemacu utama dibalik perkembangan berikutnya adalah ekologi, bukan ekonomi.

Pada edisi keempat ini diberikan keterangan mengenai penggunaan supercarjer, sistem penyemprotan bahan bakar pada motor Otto, dan lain-lain yang cukup memberikan gambaran tentang usaha meningkatkan prestasi dan mengurangi emisi gas buang.

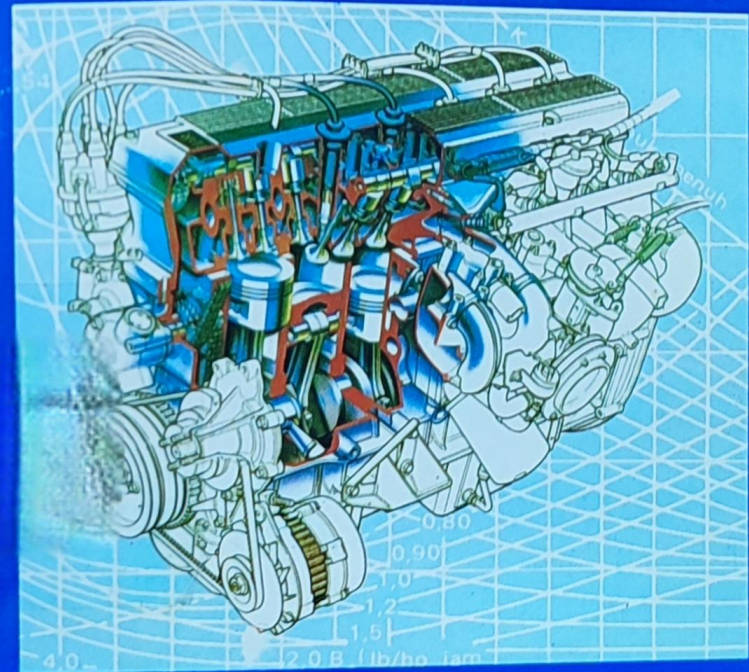
979-8001-22-2

Wiranto Arismunandar   Penggerak Mula   MOTOR BAKAR TORAK

Wiranto Arismunandar

Penggerak Mula

MOTOR BAKAR TORAK

EDISI KELIMA

Penerbit ITB   Bandung

Penggerak mula

MOTOR BAKAR TORAK

Penggerak mula

MOTOR BAKAR TORAK

Wiranto Arismunandar

Penerbit ITB Bandung 1988

Hak cipta: 1973, Penerbit ITB

Edisi kesatu: cetakan kesatu, 1973
Edisi kedua: cetakan kesatu, 1977
Edisi ketiga: cetakan kesatu, 1980
cetakan kedua, 1983
Edisi keempat: cetakan kesatu, 1988
cetakan kedua, 1991
cetakan ketiga, 1994
cetakan keempat, 1997
Edisi kelima: cetakan kesatu, 2002
cetakan kedua, 2005

Data katalog dalam terbitan

ARISMUNANDAR, Wiranto.
Penggerak mula: Motor bakar torak, edisi kelima
cetakan kedua -- Bandung: Penerbit ITB, 2005
10a, 178h., 21 cm
821.4

1. Motor bakar torak 2. Judul

ISBN 979-9299-61-6

Untuk isteri dan anak-anak yang tercinta
Sekarningrum, Indiarto, Stefina, Savarina, Mira
Marina, Ariati, dan Budiarto Arismunandar

Isi

Tabel

Prakata pada edisi kelima

Pada edisi kelima ini telah ditambahkan dua bab baru, yaitu tentang motor bensin dengan penyemprotan langsung dan tentang bahan bakar alternatif yang potensial serta ramah lingkungan. Selain itu juga gambaran tentang mekanisme pengaturan pembukaan dan penutupan katup yang masih dapat dikembangkan lebih lanjut untuk memperoleh kondisi operasi yang optimal. Besar harapan penulis buku ini masih memberikan informasi yang relevan dengan kemajuan dan perkembangan motor bakar torak di masa depan, secara garis besar, serta dapat digunakan sebagai pedoman bagi mereka yang ingin mendalami lebih lanjut.

Pada kesempatan ini perkenankan penulis mengucapkan penghargaan dan terima kasih kepada para pembaca dan teman sejawat yang telah memberi masukan yang bermanfaat; khususnya kepada Dr.Ir. Rachmat Kentardjo Bachrun, Dr. Ir Iman Kartolaksono, Dr. ir. Tri Yuswijayanto dan Dr. Ir. Arief Hariyanto, Dr. ir. Sangriyadi Setio, ir. Chakimulmal Jasykur MT, semuanya dari Laboratorium Motor Bakar dan Sistem Propulsi ITB, yang telah memberikan saran dan pendapatnya. Ucapan terima kasih perlu disampaikan juga kepada Prof. Dr. ir. Amrinsyah Nasution, Kepala Penerbit ITB, Dra. Tuti Sarah, Sambas, Popon, dan seluruh staf Penerbit ITB yang telah memungkinkan penerbitan buku ini.

Bandung, 2 Mei 2002

Wiranto Arismunandar

Prakata pada edisi kesatu

Buku ini merupakan perbaikan dari buku yang semula diterbitkan dengan stensilan. Penulisan ini ilustrasinya diperbaiki dan ditambah, sehingga lebih jelas dan lebih menarik. Di samping itu, ditambahkan pula satu Bab mengenai motor Wankel mengingat perkembangannya yang pesat dalam beberapa waktu terakhir ini.

Kepada Pemerintah dan pimpinan Institut Teknologi Bandung yang telah memberikan kesempatan dan bantuannya sehingga buku ini dapat diterbitkan dalam bentuk yang lebih menarik, penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya. Juga kepada rekan-rekan dari Departemen Mesin ITB, Sdr. Basuki Subiakto yang menyusun gambar-gambar yang diperlukan; Drs. Adjat Sakri, M.Sc beserta segenap staf Penerbit-Universitas ITB yang telah memberikan saran dan bantuan yang sangat berharga, tak lupa penulis mengucapkan terima kasih banyak.

Bandung, 18 Agustus 1973

Wiranto Arismunandar

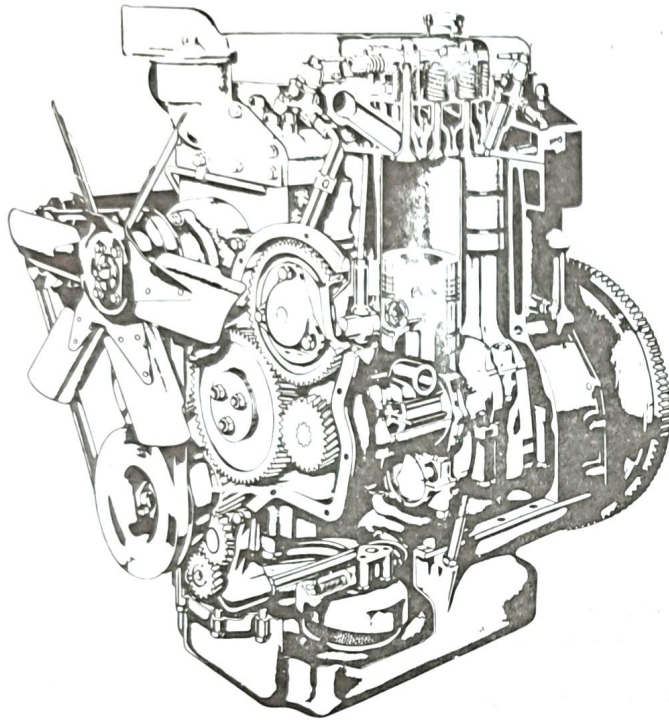
1 Pendahuluan

1.1 Pendahuluan

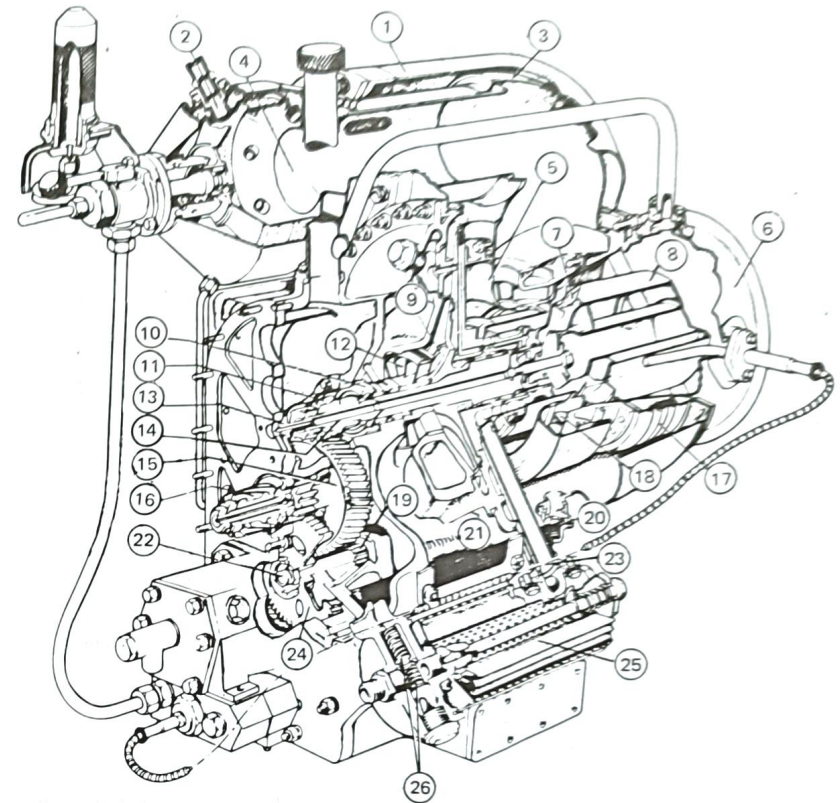
Salah satu jenis *penggerak mula* yang banyak dipakai adalah *mesin kalor*, yaitu mesin yang menggunakan *energi termal* untuk melakukan *kerja mekanik*, atau yang mengubah energi termal menjadi energi mekanik. Energi itu sendiri dapat diperoleh dengan proses pembakaran, proses fisi bahan bakar nuklir, atau proses lain-lain. Ditinjau dari cara memperoleh energi termal ini mesin kalor dibagi menjadi dua golongan, yaitu *mesin pembakaran luar* dan *mesin pembakaran dalam*.

Pada mesin pembakaran luar proses pembakaran terjadi di *luar* mesin; energi termal dari gas hasil pembakaran dipindahkan ke *fluida kerja mesin* melalui beberapa dinding pemisah. Contohnya mesin uap. Semua energi yang diperlukan oleh mesin itu mula-mula meninggalkan gas hasil pembakaran yang tinggi temperaturnya. Melalui dinding *pemindah kalor*, atau *ketel uap*, energi itu kemudian masuk ke dalam fluida kerja yang kebanyakan terdiri dari air atau uap. Dalam proses ini temperatur uap dan dinding ketel harus jauh lebih rendah daripada temperatur gas hasil pembakaran itu untuk mencegah kerusakan material ketel. Dengan sendirinya tinggi temperatur fluida kerja, jadi efisiensinya juga, sangat dibatasi oleh kekuatan material yang dipakai.

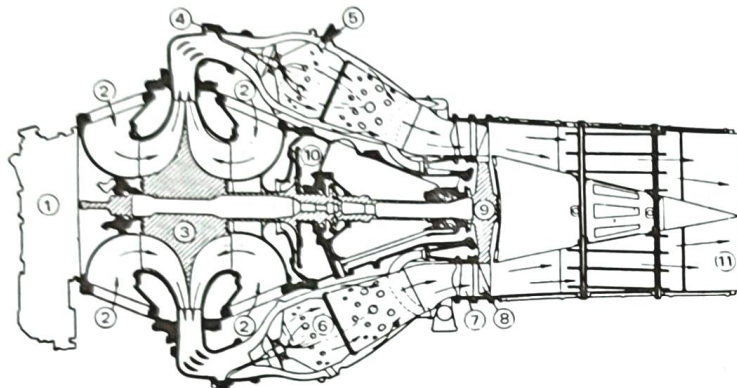
Mesin pembakaran-dalam pada umumnya dikenal dengan nama *motor bakar*. Dalam kelompok ini terdapat *motor bakar torak*, *sistem turbin gas*, dan *propulsi pancar gas* seperti terlihat pada Tabel 1. Proses pembakaran berlangsung di dalam motor bakar itu sendiri sehingga gas pembakaran yang terjadi sekaligus berfungsi sebagai fluida kerja.

Motor bakar torak (Gb. 1) mempergunakan beberapa *silinder* yang di dalamnya terdapat torak yang bergerak *translasi* (bolak-balik). Di dalam silinder itulah terjadi pembakaran antara *bahan bakar* dengan oksigen dari udara. *Gas pembakaran* yang dihasilkan oleh proses tersebut mampu menggerakkan torak yang oleh *batang penghubung (batang penggerak)* dihubungkan dengan *poros engkol*. *Gerak translasi* torak tadi menyebabkan *gerak rotasi* pada poros engkol dan sebaliknya gerak rotasi poros engkol menimbulkan gerak translasi pada torak.

Gb. 1 Motor bakar torak

Silinder dan torak seperti itu tidak ada pada sistem turbin gas (Gb. 2). Pada motor bakar macam ini gas yang berfungsi sebagai fluida kerja itu memutar roda turbin bersudu. Sejumlah sudu di situ berfungsi mengubah momentum fluida kerja yang mengalir di antara sudu tersebut. Jadi, pada turbin gas tidak terdapat bagian mesin yang bergerak translasi dan karena itu dapat dikatakan 'turbin gas bebas dari getaran'.

Mesin propulsi pancar gas adalah mesin yang menghasilkan gaya dorong. Gaya tersebut terjadi karena adanya perubahan momentum gas yang mengalir melalui mesin tersebut. Dalam hal ini momentum gas yang keluar dari mesin dinaikkan, terutama dengan menaikkan kecepatannya setelah temperaturnya terlebih dahulu dinaikkan, yaitu dengan mengalirkannya melalui nosel. Jadi, nosel berfungsi menaikkan kecepatan gas setinggi-tingginya. Makin tinggi perbedaan momentum antara gas yang masuk ke dalam dan yang keluar dari

Gb. 2 Turbin gas

1 Selubung saluran utama udara pembakar; 2 Alat penyala; 3 Selubung volut; 4 Ruang bakar; 5 Perisai panas; 6 Saluran buang; 7 Roda turbin; 8 Kerucut buang; 9 Roda kompresor; 10 Bantalan depan poros kompresor; 11 Pinion poros kecepatan tinggi; 12 Sudu-sudu pengarah yang berputar; 13 Pancaran minyak pelumas poros kompresor; 14 Poros kompresor; 15 Poros dan roda gigi reduksi; 16 Pinion poros turbin; 17 Puputan; 18 Cincin nosel; 19 Pompa minyak pelumas; 20 Katup buang bahan bakar; 21 Sudu difusor; 22 Kopeling pompa bahan bakar; 23 Saluran buang minyak pelumas; 24 Roda gigi penggerak pompa minyak pelumas; 25 Saringan minyak pelumas; 26 Katup peringatan tekanan minyak pelumas.

mesin, makin besar pula gaya dorong yang dihasilkan.
Dalam hal tersebut sistem turbin gas berfungsi sebagai pembuat gas panas. Contoh mesin propulsi pancar gas ialah mesin turbojet, ramjet, dan roket. Gb. 3 menunjukkan irisan sebuah mesin turbojet.

Gb. 3 Aliran udara dalam mesin turbojet Pratt & Whitney JTGB

1 Aksesori; 2 Udara masuk; 3 Impeler kompresor pengisap ganda; 4 Pemasukan bahan bakar; 5 Penyala; 6 Ruang bakar; 7 Sudu pengarah (nosel); 8 Sudu turbin; 9 Roda turbin; 10 Kipas pendingin; 11 Pancaran gas melalui nosel.

1.2 Motor bakar torak

Pada motor bakar tidak terdapat proses perpindahan kalor dari gas pembakaran ke fluida kerja. Karena itu jumlah komponen motor bakar lebih sedikit daripada komponen mesin uap. Motor bakar torak lebih sederhana, lebih kompak, dan lebih ringan jika dibandingkan dengan mesin uap. Karena itu pula penggunaan motor bakar torak di bidang transportasi sangat menguntungkan. Di samping itu temperatur seluruh bagian mesinnya jauh lebih rendah daripada termperatur gas pembakaran yang maksimum sel motor bakar torak bisa lebih efisien daripada mesin uap.
Namun demikian hal itu tidak berarti mesin uap tidak memiliki kelebihannya sendiri. Mesin uap lebih menguntungkan jika dipandang dari hal berikut:
1 mesin uap lebih leluasa mempergunakan bermacam-macam bahan bakar, termasuk bahan bakar padat;
2 mesin uap lebih bebas dari getaran; dan

3 turbin uap lebih praktis dipakai untuk daya tinggi, misalnya untuk 2000 PS* atau lebih.
Motor bakar torak terbagi menjadi dua jenis utama yaitu *motor bensin (Otto)* dan *motor Diesel.* Perbedaannya yang utama terletak pada *sistem penyalaannya* Bahan bakar pada motor bensin dinyalakan oleh loncatan api listrik di antara kedua *elektroda busi.* Karena itu motor bensin dinamai juga *Spark Ignition Engines.*
Di dalam motor Diesel, yang biasa juga disebut *Compression Ignition Engines,* terjadi proses penyalaan sendiri, yaitu karena bahan bakar disemprotkan ke dalam silinder berisi udara yang bertemperatur dan bertekanan tinggi.
Bahan bakar itu terbakar sendiri oleh udara, yang mengandung 21% volume O_2, setelah temperatur campuran itu melampaui *temperatur nyala* bahan bakar.
Motor bakar torak dapat pula digolongkan menurut susunan silindernya (Gb. 4). Apabila sumbu semua silinder itu terletak pada sebuah bidang datar, mesin tersebut dinamai *mesin satu baris.* Apabila terletak pada dua bidang yang berpotongan, mesin itu dinamai *mesin V*; sumbu poros engkol mesin V berimpit dengan garis potong kedua bidang itu. *Mesin X* dapat kita bayangkan sebagai dua buah mesin V yang ditempatkan bertolak-belakang dan sumbu poros engkolnya berimpit menjadi satu. Pada *mesin radial* sumbu silindernya terletak radial terhadap sumbu poros engkol, seperti jari-jari roda speda terhadap sumbu roda.

---

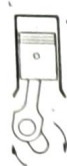
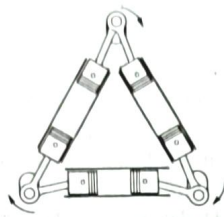
* Gerakan mesin itu menghasilkan kerja. Kerja yang dihasilkan per satuan waktu dinamai daya.
Ukuran daya dari mesin penggerak biasanya dinyatakan dalam *hp (US horsepower),* atau *PS (metric horsepower),* atau *kW (kilowatt)*

$$1 \text{ hp} = 550 \frac{\text{ft lb}}{\text{detik}} = 33000 \frac{\text{ft lb}}{\text{menit}}, \; 1 \text{ PS} = 75 \frac{\text{m kg}}{\text{detik}}, \; 1 \, kW = \frac{1 \, kJ}{\text{detik}}$$

dan oleh karenanya

$$1 \text{ PS} = 0{,}986 \text{ hp} = 0{,}736 \, kW$$

Jadi, apabila sebuah mesin menghasilkan kerja per satuan waktu sebanyak W ft lb/detik maka dikatakan bahwa mesin itu menghasilkan daya (N) sebesar

$$N = \frac{W \text{ ft lb/detik}}{550 \left(\frac{\text{ft lb}}{\text{detik}}\right) \text{hp}} = \frac{W}{550} \text{ hp}$$

Gb. 4 Susunan silinder

Susunan silinder itu menentukan bentuk dan ukuran mesin. Mesin satu baris misalnya, bentuknya panjang tetapi berpenampang melintang kecil. Mesin jenis lain akan lebih pendek dari mesin satu baris, akan tetapi penampang melintangnya lebih besar. Penggolongan dan daerah penggunaan yang khas dari mesin kalor dapat dilihat pada Tabel 1.

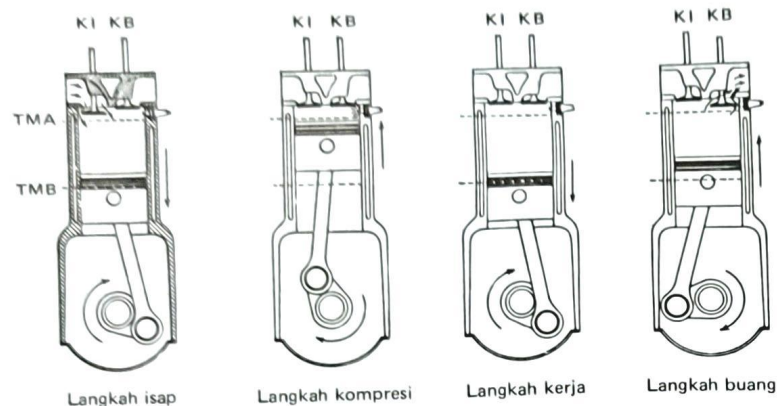
Tabel 1 Penggolongan mesin kalor

Golongan	Kelompok jenis	Gerak	Daya mesin*	Penggunaannya yang khas	Status (Tahun 1970)
Motor bakar luar ('External Combustion Engines')	Mesin uap torak	translasi	K & S	Lokomotip	tidak biasa
	Turbin uap	rotasi	S & B	Pusat tenaga listrik, kapal laut	aktif
	Mesin udara panas	translasi	K	tidak ada	tidak dipergunakan lagi
	Turbin gas siklus tertutup	rotasi	S & B	Pusat tenaga listrik, kapal laut	eksperimen (tidak banyak)
Motor bakar dalam ('Internal Combustion Engines')	Motor bensin	Translasi, rotasi (motor Wankel)	K & S	Kendaraan jalan darat, kapal laut kecil, industri, pesawat terbang	aktif
	Motor Diesel	translasi	K & S	Kendaraan darat, industri, lokomotip, kapal laut, pusat tenaga listrik	aktif
	Motor gas	translasi	K & S	Industri, pusat tenaga listrik	aktif
	Turbin gas	rotasi	S & B	Pusat tenaga listrik, pesawat terbang	aktif
	Propulsi pancar gas	rotasi	S & B	Pesawat terbang	aktif

* K = *Kecil, di bawah 1000 kW*
S = *Sedang, antara 1000 - 10 000 kW*
B = *Besar, di atas 10 000 kW*

1.3 Siklus 4-langkah dan 2-langkah

Proses pembakaran di dalam motor bakar torak terjadi secara periodik. Sebelum terjadi proses pembakaran berikutnya, terlebih dahulu gas pembakar-

an yang sudah tidak dapat dipergunakan harus dikeluarkan dari dalam silinder. Kemudian silinder diisi dengan campuran bahan bakar dan udara segar (pada motor bensin) yang berlangsung ketika torak di dalam silinder bergerak dari TMA *(titik mati atas)* menuju ke TMB *(titik mati bawah)* (Gb. 5). Pada saat itu

Gb. 5 Skema gerakan torak dan katup motor 4-langkah
KI = Katup isap; KB = Katup buang; TMA = Titik mati atas; TMB = Titik mati bawah

katup isap (KI) terbuka sedangkan *katup buang (KB)* dalam keadaan tertutup. Melalui katup isap, campuran bahan bakar-udara terisap masuk ke dalam silinder. Peristiwa ini disebut *langkah isap.*

Setelah mencapai TMB, torak bergerak kembali ke TMA, sementara katup isap dan katup buang dalam keadaan tertutup. Campuran bahan bakar-udara yang terisap tadi kini terkurung di dalam silinder dan dimampatkan oleh torak yang bergerak ke TMA. Volume campuran bahan bakar - udara itu menjadi kecil dan karena itu tekanan dan temperaturnya naik hingga campuran itu mudah sekali terbakar. Proses pemampatan ini disebut *langkah kompresi* atau *langkah tekan,* yaitu ketika torak bergerak dari TMB menuju TMA dan kedua katup dalam keadaan tertutup.

Pada saat torak hampir mencapai TMA campuran bahan bakar-udara segar itu dinyalakan; terjadilah proses pembakaran sehingga tekanan dan temperaturnya naik. Sementara itu torak masih bergerak menuju TMA, berarti volume ruang bakar menjadi semakin kecil sehingga tekanan dan temperatur gas di dalam silinder menjadi semakin tinggi. Akhirnya torak mencapai TMA dan gas pembakaran mampu mendorong torak untuk bergerak

kembali dari TMA ke TMB. Sementara itu, baik katup isap KI maupun katup buang KB masih tetap dalam keadaan tertutup. Selama torak bergerak dari TMA ke TMB, yang merupakan *langkah kerja* atau *langkah ekspansi,* volume gas pembakaran di dalam silinder bertambah besar dan karena itu tekanannya turun.

Apabila torak telah mencapai TMB, katup buang sudah terbuka sedangkan katup isap tetap tertutup. Torak bergerak kembali ke TMA mendesak gas pembakaran keluar dari dalam silinder melalui saluran buang. Proses pengeluaran gas pembakaran ini dinamai *langkah buang*. Setelah langkah buang selesai *siklus* dimulai lagi dari langkah isap dan seterusnya. Suatu siklus dikatakan lengkap apabila keempat langkah itu terlaksana, yaitu langkah isap, langkah tekan, langkah kerja dan langkah buang. Di dalam satu siklus itu torak bergerak sepanjang TMA-TMB-TMA-TMB-TMA. Motor bakar torak yang bekerja dengan siklus lengkap seperti ini termasuk golongan *motor 4-langkah*. Motor bakar torak yang melengkapi siklusnya cukup dengan gerakan torak sepanjang TMA-TMB-TMA termasuk golongan *motor 2-langkah*.

Pada motor bakar torak yang lazim, yaitu motor bakar torak yang mempergunakan batang penggerak dan poros engkol, gerak torak TMA-TMB-TMA itu memutar poros engkol satu kali (360° sudut engkol). Karena itu motor 4-langkah adalah motor bakar torak yang melengkapi siklusnya (dengan satu kali pembakaran) selama dua putaran poros engkol, sedangkan motor 2-langkah adalah motor bakar torak yang melengkapi siklusnya dalam satu putaran poros engkol.

Kebanyakan motor bakar torak bekerja dengan siklus 4-langkah. Siklus 4-langkah sudah dipergunakan sejak tahun 1876, yaitu pada waktu Dr. N.A. Otto berhasil membuat motor bakar torak dengan siklus kerja 4-langkah yang pertama. Pada waktu itu motor bakar torak yang bekerja dengan siklus 4-langkah dinamai *Motor Otto*. Pada motor Otto campuran bahan bakar-udara dinyalakan oleh loncatan api listrik atau benda pijar; proses pembakaran berlangsung pada waktu torak berada di sekitar TMA. Motor Diesel juga dapat mempergunakan siklus 4-langkah; akan tetapi oleh karena sistem penyalaannya berbeda, motor Diesel tidak termasuk golongan motor Otto.

1.4 Nomenklatur beberapa bagian mesin

Motor bakar yang lazim mempunyai satu atau beberapa *silinder* tempat proses pembakaran bahan bakar berlangsung (Gb. 6 dan 7). Salah satu ujung silinder itu ditutup oleh *kepala silinder* yang dilengkapi *katup isap* dan *katup buang.* Katup isap gunanya untuk memasukkan udara segar atau campuran bahan bakar-udara ke dalam silinder, sedangkan katup buang untuk mengeluarkan gas pembakaran,

Gb. 6 Penampang melintang sebuah motor bensin dengan pendinginan air

1 Tempat minyak pelumas; 2 Pompa minyak pelumas; 3 Motor starter; 4 Poros engkol; 5 Poros kam; 6 Pompa bahan bakar; 7 Pena torak; 8 Pengatur vakum; 9 Busi; 10 Distributor; 11 Batang penekan; 12 Katup isap; 13 Sekerup pengatur celah bebas katup; 14 Tuas; 15 Saringan udara; 16 Karburator; 17 Torak; 18 Saluran isap; 19 Cincin torak; 20 Panjang langkah torak; 21 Tapet; 22 Batang penggerak

yang tidak terpakai lagi, dari dalam silinder. *Pegas katup* membuat katup itu menutup saluran isap dan saluran buang. Tetapi oleh mekanisme (pembuka) katup (Gb. 8) yang terdiri dari *kam* (pada poros kam), *tapet, batang penekan,* dan *tuas,* katup itu dapat dibuka secara bergiliran. Udara segar atau campuran bahan bakar-udara masuk ke dalam silinder melalui *pipa isap,* sedangkan gas buang keluar dari silinder melalui *pipa buang* dan *peredam suara* menuju atmosfer.
Di dalam silinder terdapat *torak* yang dapat bergerak translasi di antara batas *titik mati atas* (TMA) dan *titik mati bawah* (TMB) (Gb. 7). Jarak TMA-TMB ini dinamai *panjang langkah torak,* atau disingkat *langkah.* Volume silinder

Gb. 7 Penampang memanjang sebuah motor bensin dengan pendinginan air

1 Tempat minyak pelumas; 2 Poros engkol; 3 Poros kam; 4 Kipas udara pendingin; 5 Termostat; 6 Pompa air pendingin; 7 Busi; 8 Katup; 9 Pegas katup; 10 Torak; 11 Pena torak; 12 Batang penghibung; 13 Roda gaya

antara TMA dan TMB dinamai *volume langkah torak*. Volume ruang antara TMA dan kepala silinder dinamai *volume sisa*. Volume ruang antara TMB dan kepala silinder dibagi oleh volume sisa, dinamai *perbandingan kompresi.*
Pada torak terdapat *cincin torak* sebagai penyekat yang mencegah agar gas pembakaran jangan bocor ke luar dan membatasi minyak pelumas supaya jangan terlalu banyak masuk ke dalam ruang bakar.

Gb. 6 Penampang melintang sebuah motor bensin dengan pendinginan air

1 Tempat minyak pelumas; 2 Pompa minyak pelumas; 3 Motor starter; 4 Poros engkol; 5 Poros kam; 6 Pompa bahan bakar; 7 Pena torak; 8 Pengatur vakum; 9 Busi; 10 Distributor; 11 Batang penekan; 12 Katup isap; 13 Sekerup pengatur celah bebas katup; 14 Tuas; 15 Saringan udara; 16 Karburator; 17 Torak; 18 Saluran isap; 19 Cincin torak; 20 Panjang langkah torak; 21 Tapet; 22 Batang penggerak

yang tidak terpakai lagi, dari dalam silinder. *Pegas katup* membuat katup itu menutup saluran isap dan saluran buang. Tetapi oleh mekanisme (pembuka) katup (Gb. 8) yang terdiri dari *kam* (pada poros kam), *tapet, batang penekan,* dan *tuas,* katup itu dapat dibuka secara bergiliran. Udara segar atau campuran bahan bakar-udara masuk ke dalam silinder melalui *pipa isap,* sedangkan gas buang keluar dari silinder melalui *pipa buang* dan *peredam suara* menuju atmosfer.

Di dalam silinder terdapat *torak* yang dapat bergerak translasi di antara batas *titik mati atas* (TMA) dan *titik mati bawah* (TMB) (Gb. 7). Jarak TMA-TMB ini dinamai *panjang langkah torak,* atau disingkat *langkah.* Volume silinder

Gb. 7 Penampang memanjang sebuah motor bensin dengan pendinginan air

1 Tempat minyak pelumas; 2 Poros engkol; 3 Poros kam; 4 Kipas udara pendingin; 5 Termostat; 6 Pompa air pendingin; 7 Busi; 8 Katup; 9 Pegas katup; 10 Torak; 11 Pena torak; 12 Batang penghibung; 13 Roda gaya

antara TMA dan TMB dinamai *volume langkah torak*. Volume ruang antara TMA dan kepala silinder dinamai *volume sisa*. Volume ruang antara TMB dan kepala silinder dibagi oleh volume sisa, dinamai *perbandingan kompresi.*

Pada torak terdapat *cincin torak* sebagai penyekat yang mencegah agar gas pembakaran jangan bocor ke luar dan membatasi minyak pelumas supaya jangan terlalu banyak masuk ke dalam ruang bakar.

Gb. 8 Mekanisme katup
1 Tuas; 2 Batang penekan; 3 Pengikut kam (Tapet); 4 Poros kam; 5 Kam; 6 Ujung kam; 7 Lingkaran dasar kam; 8 Batang penekan; 9 *Jarak bebas katup;* 10 Penahan pegas; 11 Pemegang; 12 Pegas luar; 13 Pegas dalam; 14 Jalan katup; 15 Batang katup; 16 Dudukan katup; 17 Bidang rapat katup; 18 Kepala katup

Poros engkol merupakan bagian utama dari mesin yang berputar. Poros inilah yang menggerakkan beban, baik secara langsung maupun melalui *roda transmisi.* Poros engkol mempunyai satu atau lebih bagian eksentrik yang dinamai *engkol* dan terdiri dari *pena engkol* dan *lengan engkol.* Poros engkol yang bertumpu pada bantalan itu dihubungkan dengan torak oleh *batang penggerak* atau *pena engkol* dan dengan torak oleh *pena torak*. Dengan demikian gerakan translasi torak sepanjang TMA-TMB-TMA akan memutar poros engkol satu putaran, dan sebaliknya satu putaran poros engkol akan mengakibatkan gerak translasi torak sepanjang TMA-TMB-TMA.

Bagian utama mesin, tempat silinder dan poros engkol bertumpu, dinamai *peti engkol, balok mesin,* atau *kerangka mesin,* Bagian tersebut harus kuat dan kaku. Fungsinya yang lain ialah melindungi bagian yang bergerak terhadap kotoran di samping dapat dipergunakan sebagai tempat penyimpanan *minyak pelumas. Pompa minyak pelumas* mengalirkan minyak pelumas ke berbagai bagian mesin yang harus dilumasi.

Pada poros engkol terdapat *roda gaya* sebagai gudang energi yang menjaga agar poros engkol dapat tetap berputar untuk menggerakkan torak ketika melakukan langkah buang, langkah isap, dan langkah kompresi. Dapat dikatakan gas pembakaran itu hanya melakukan kerja positif, yaitu mendorong torak dari TMA ke TMB, selama langkah kerja saja. Energi yang diperlukan untuk menggerakkan torak melakukan tiga langkah berikutnya diperoleh dari roda gaya dan sejumlah massa yang lain yang berhubungan dengan poros engkol. Roda gaya memperoleh energi itu dari gas pembakaran selama langkah kerja, menyimpan energi tersebut, kemudian melepaskannya kembali ketika menggerakkan torak untuk langkah buang, langkah isap, dan langkah kompresi. Pada motor bakar torak yang bersilinder lebih dari satu, langkah kerja setiap silindernya diatur agar terjadi secara bergilir. Jadi, apabila sebuah silinder mengadakan langkah kerja, yang lain melakukan langkah kompresi, langkah buang, atau langkah isap. Dengan demikian roda gayanya lebih kecil daripada yang diperlukan oleh motor torak bersilinder satu.

Perlu diterangkan di sini bahwa torak adalah bagian mesin yang sangat kritis. Selain dikenai gas bertekanan dan bertemperatur tinggi, torak bergerak translasi dengan kecepatan tinggi pula. Torak meneruskan gaya gas pembakaran kepada poros engkol dan bersama-sama cincin torak ia menyekat ruang bakar supaya gas pembakaran tidak masuk ke dalam ruang engkol. Maka torak harus memenuhi persyaratan, antara lain: kekuatan statik dan dinamik yang tinggi, karena gas pembakaran dapat bertemperatur 2500°C; ringan, untuk mengurangi gaya inersia pada bagian yang bergerak; gesekan kecil dan tidak mudah rusak; dapat bergerak leluasa di dalam silinder dengan suaian yang sekecil-kecilnya.

2 Siklus ideal

2.1 Pendahuluan

Proses termodinamika dan kimia yang terjadi di dalam motor bakar torak amat kompleks untuk dianalisis menurut teori. Untuk memudahkan analisis tersebut kita perlu membayangkan suatu keadaan yang ideal. Makin ideal suatu keadaan makin mudah dianalisis, akan tetapi dengan sendirinya makin jauh menyimpang dari keadaan yang sebenarnya. Pada umumnya untuk menganalisis motor bakar dipergunakan *siklus udara* sebagai siklus yang ideal. Siklus udara menggunakan beberapa keadaan yang sama dengan siklus sebenarnya, misalnya mengenai

1 urutan proses;
2 perbandingan kompresi;
3 pemilihan temperatur dan tekanan pada suatu keadaan; dan
4 penambahan kalor yang sama per satuan berat udara.

Di dalam analisis siklus udara, khususnya pada motor bakar torak, akan dibahas:

1 siklus udara volume-konstan (siklus Otto) ;
2 siklus udara tekanan-konstan (siklus Diesel); dan
3 siklus udara tekanan-terbatas (siklus gabungan).

Pada mesin yang ideal proses pembakaran yang dapat menghasilkan gas bertekanan dan bertemperatur tinggi itu dimisalkan sebagai proses pemasukan panas ke dalam fluida kerja di dalam silinder.

2.2 Siklus udara

Siklus udara volume-konstan (siklus Otto). Siklus ini dapat digambarkan dengan grafik P *vs* v (baca: P versus v) seperti terlihat pada Gb. 9. Sifat ideal yang dipergunakan serta keterangan mengenai proses siklusnya adalah sebagai berikut:

1 Fluida kerja dianggap sebagai gas ideal dengan kalor spesifik yang konstan;
2 Langkah isap (0–1) merupakan proses tekanan-konstan;
3 Langkah kompresi (1–2) ialah proses isentropik;
4 Proses pembakaran volume-konstan (2–3) dianggap sebagai proses pemasukan kalor pada volume-konstan;

Gb. 9 Diagram P *vs.* v dari siklus volume konstan

P = tekanan fluida kerja, kg/cm²
v = volume spesifik, m³/kg
q_m = jumlah kalor yang dimasukkan, kcal/kg
q_k = jumlah kalor yang dikeluarkan, kcal/kg
V_L = volume langkah torak, m³ atau cm³
V_s = volume sisa, m³ atau cm³
TMA = titik mati atas
TMB = titik mati bawah

5 Langkah kerja (3–4) ialah proses isentropik;
6 Proses pembuangan (4–1) dianggap sebagai proses pengeluaran kalor pada volume-konstan;
7 Langkah buang (1–0) ialah proses tekanan-konstan;
8 Siklus dianggap 'tertutup', artinya siklus ini berlangsung dengan fluida kerja yang sama; atau, gas yang berada di dalam silinder pada titik 1 dapat dikeluarkan dari dalam silinder pada waktu langkah buang, tetapi pada langkah isap berikutnya akan masuk sejumlah fluida kerja yang sama.

Siklus udara tekanan-konstan (siklus Diesel). Pada tahun 1893 Dr. Rudolf Diesel berhasil menciptakan jenis motor bakar torak yang kemudian terkenal dengan nama motor Diesel. Pada mulanya jenis motor bakar tersebut dirancang untuk memenuhi siklus Diesel (ideal), yaitu seperti siklus Otto tetapi proses pemasukan kalornya dilakukan pada tekanan-konstan. Siklus Diesel dapat digambarkan dalam diagram P *vs* v seperti terlihat pada Gb. 10. Untuk siklus ini dipergunakan pengidealan yang sama seperti siklus volume-konstan, kecuali mengenai pemasukan kalor sebanyak q_m, pada siklus Diesel dilaksanakan pada tekanan-konstan (proses 2–3).

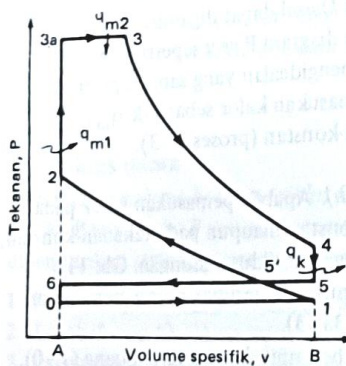
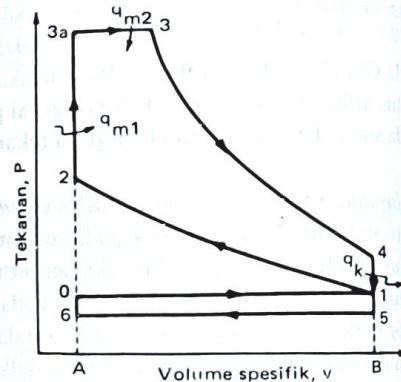
Siklus udara tekanan-terbatas (siklus gabungan). Apabila pemasukan kalor pada suatu siklus dilaksanakan baik pada volume-konstan maupun pada tekanan-konstan, siklus tersebut dinamai siklus tekanan-terbatas atau siklus gabungan. Gb. 11 melukiskan diagram P *vs* v siklus ini. Pada gambar itu terlihat proses pemasukan kalor berlangsung selama proses (2–3a) dan (3a–3).
Dalam siklus tadi garis isap (0–1) dimisalkan berimpit dengan garis buang (1–0). Sebenarnya kedua garis tersebut tidak perlu berimpit, garis buang dapat berada di atas atau di bawah garis isap. Pada *naturally aspirated engines* garis buang

berada di atas garis isap (Gb. 12a). Pada *supercharged engines* udara pada waktu langkah isap dipaksa masuk silinder oleh pompa udara yang digerakkan oleh mesin itu sendiri ; di situ garis buang berada di bawah garis isap (Gb. 12b).

Gb. 10 Diagram P *vs* v dari siklus tekanan-konstan

Gb. 11 Diagram P *vs* v dari siklus tekanan-terbatas

2.3 Daya dan efisiensi siklus udara

Pada diagram P *vs* v dari siklus volume-konstan (siklus Otto) dan siklus tekanan-konstan (siklus Diesel) bisa dilihat bahwa kedua siklus tersebut dapat diturunkan dari siklus tekanan-terbatas. Apabila kita rumuskan

Gb. 12a Siklus tekanan terbatas dari 'motor tanpa supercarjer'

Gb. 12b Siklus tekanan terbatas dari 'motor dengan supercarjer'

$\alpha = \frac{P_{3a}}{P_2}$ dan $\beta = \frac{v_3}{v_{3a}}$, nampak siklus tekanan-konstan tidak lain adalah siklus tekanan-terbatas dengan $\alpha = 1$ (titik 2 berimpit dengan titik 3a) sedangkan siklus volume-konstan adalah siklus tekanan terbatas dengan $\beta = 1$ (titik 3 berimpit dengan titik 3a). Karena itu pembahasan tentang kerja dan efisiensi siklus tekanan-terbatas mencakup kedua siklus tadi.

Di sini akan dibahas siklus udara yang biasa dipergunakan sebagai siklus ideal untuk menganalisis siklus motor bakar berdasarkan teori. Fluida kerja siklus udara dianggap sebagai gas ideal yang mempunyai kalor spesifik dan berat molekul tertentu yang konstan (berat molekul M = 29; kalor spesifik c_p = 0,24 kcal/kg K; dan c_v = 0,1715 kcal/kg K). Yang dimaksudkan dengan gas ideal ialah setiap gas yang memenuhi hubungan.

$$PV = GRT \quad \text{atau} \quad Pv = RT \quad \text{atau} \quad Pv = \frac{\bar{R}}{M} T \qquad (1)$$

dengan catatan,

P = tekanan gas, kg/m^2
v = volume spesifik dari gas, m^3/kg
V = volume gas, m^3
G = berat gas, kg
M = berat molekul dari gas, kg/kmol
R = konstanta gas, m kg/kg K
= 29,3 m kg/kg K untuk udara
$\bar{R}$ = konstanta gas universal, m kg/kmol K
= 848 m kg/kmol K untuk setiap gas
T = temperatur absolut, K

Persamaan energi yang akan dipakai dalam analisis ini ialah

$$\Delta U = U_e - U_i = Q - \frac{W}{J} \qquad (2)$$

dengan catatan,

U = energi-dalam, kcal
Q = jumlah kalor yang masuk, kcal
W = kerja, m kg
J = faktor pengubah satuan, 427 m kg/kcal

Subskrip i dan e, berturut-turut menyatakan keadaan pada awal (i) dan akhir (e) dari proses tertentu.

Muatan listrik, sifat magnet, dan tegangan permukaan fluida kerja (udara) dimisalkan tidak mengalami perubahan. U akan berubah sejalan dengan perubahan temperatur, tekanan, fase dan susunan komponen dari fluida kerja itu. Energi kinetiknya juga dimisalkan tetap. Tetapi, karena udara dianggap

sebagai gas ideal dengan kalor spesifik yang konstan maka U hanyalah merupakan fungsi temperatur saja, yaitu

$U = f(T)$

atau

$\Delta U = U_e - U_i = G\, c_v (T_e - T_i) = Q - \frac{W}{J}$

atau (3)

$\Delta u = u_e - u_i = c_v (T_e - T_i) = q - \frac{w}{J}$,

dengan catatan, u, q, dan w berturut-turut menyatakan energi-dalam, kcal/kg; perpindahan kalor, kcal/kg; dan kerja, mkg/kg.

Entalpi (H) didefinisikan sebagai

$H = U + \frac{PV}{J}$, atau $h = u + \frac{Pv}{J}$; dan untuk gas ideal berlaku

$\Delta H = H_e - H_i = C_p (T_e - T_i) = (U_e - U_i) + \frac{(P_e V_e - P_i V_i)}{J}$; atau

$\Delta h = h_e - h_i = c_p (T_e - T_i) = (u_e - u_i) + \frac{(P_e v_e - P_i v_i)}{J}$, (4)

dimana,

h = entalpi per satuan berat, kcal/kg

$k = c_p/c_v$ = perbandingan kalor spesifik.

Untuk proses reversibel berlaku hubungan

$T\, ds = du + \frac{P}{J} dv$ (5)

dan

$T\, ds = dh - \frac{v}{J} dp$ (6)

di mana, s = entropi per satuan berat, $\frac{\text{kcal}}{\text{kg}\ ^\circ\text{K}}$.

Sekarang marilah kita tinjau setiap langkah proses siklus tekanan-terbatas tersebut di atas. Pada *proses siklus,* temperatur, tekanan dan keadaan fluida kerja pada akhir proses sama dengan pada saat proses itu dimulai.

Proses (0–1); langkah isap. Dalam proses ini udara sebanyak G kg masuk ke dalam silinder pada tekanan-konstan. Udara itu mengisi ruangan silinder yang bertambah besar karena torak bergerak dari TMA ke TMB; dalam hal ini udara seolah-olah melakukan kerja sebesar

$\frac{W_{0-1}}{J} = \frac{P_0(V_1 - V_0)}{J}$; (*positif,* berarti: fluida kerja *melakukan* kerja).

Proses (1–2); langkah kompresi. Proses kompresi dimisalkan berlangsung secara isentropik (adiabatik dan reversibel).

Jadi, $Q = 0$ dan $\Delta S = 0$ sehingga kerja yang dilakukan adalah

$\frac{W_{1-2}}{J} = -\Delta U = U_i - U_e$; (*negatif,* berarti: fluida kerja *dikenai* kerja).

Karena dalam proses isentropik berlaku hubungan

$$\frac{T_e}{T_i} = \left(\frac{P_e}{P_i}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{v_i}{v_e}\right)^{k-1} = \left(\frac{\gamma_e}{\gamma_i}\right)^{k-1} \quad (7)$$

maka

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = (r)^{k-1} = \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_1}\right)^{k-1}$$

dengan catatan, $r = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_L + V_S}{V_S}$ = perbandingan kompresi

V_L = volume langkah torak, cm^3 atau m^3

V_S = volume sisa, cm^3 atau m^3

γ = berat jenis fluida kerja, kg/cm^3 atau kg/m^3

Dari persamaan di atas terlihat tekanan dan temperatur fluida kerja pada akhir langkah kompresi akan bertambah besar sesuai dengan kenaikan perbandingan kompresi.

Proses (2–3a) pemasukan kalor pada volume konstan. Sesudah torak mencapai TMA (titik 2), kalor (Q_{2-3a}) segera dimasukkan pada volume konstan. Fluida kerja tidak melakukan atau dikenai kerja sehingga $W/J = 0$. Oleh karena itu

$Q_{2-3a} = \Delta U = U_{3a} - U_2 = Gc_v(T_{3a} - T_2)$; (*positif,* pemasukan kalor).

Pada persamaan itu bisa dilihat, T_{3a} akan bertambah besar sesuai dengan jumlah kalor yang dimasukkan.

Proses (3a–3); pemasukan kalor pada tekanan-konstan. Proses pemasukan kalor pada tekanan konstan berlangsung setelah temperatur fluida kerja mencapai titik 3a, yaitu T_{3a}. Selama itu torak bergerak dari TMA menuju TMB dan volume fluida kerja di dalam silinder berubah dari V_{3a} menjadi V_3. Jumlah kalor yang dimasukkan adalah

$$Q_{3a-3} = (U_3 - U_{3a}) + \frac{W_{3a-3}}{J}$$

Selama itu fluida kerja melakukan kerja, yaitu mendorong torak dari TMA ke TMB sebesar W_{3a-3}/J atau

$$\frac{W_{3a-3}}{J} = \frac{P_{3a}(V_3 - V_{3a})}{J} = \frac{P_3(V_3 - V_{3a})}{J}$$

sehingga persamaan tersebut dapat dituliskan sebagai

$$Q_{3a-3} = U_3 - U_{3a} + \frac{P_{3a}(V_3 - V_{3a})}{J}$$

$$= \left(U_3 + \frac{P_{3a}V_3}{J}\right) - \left(U_{3a} + \frac{P_{3a}V_{3a}}{J}\right)$$

$$= H_3 - H_{3a} = Gc_p(T_3 - T_{3a})$$

Proses (3–4); langkah ekspansi atau langkah kerja. Proses ekspansi berlangsung secara isentropik. Jadi Q = 0 dan $\Delta S = 0$ sehingga berlaku hubungan

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{v_3}{v_3}\right)^{k-1} = \left(\frac{\gamma_4}{\gamma_3}\right)^{k-1}$$

sedangkan kerja yang dihasilkan adalah

$$\frac{W_{3-4}}{J} = -\Delta U = U_3 - U_4$$

Proses (4–1); proses pengeluaran kalor. Setelah torak mencapai TMB sejumlah kalor dikeluarkan dari dalam silinder sehingga temperatur fluida kerja akan turun dari T_4 menjadi T_1. Proses ini berlangsung pada volume-konstan ($V_4 = V_1$ atau $v_4 = v_1$) sehingga $W_{4-1}/J = 0$. Maka jumlah kalor yang harus dikeluarkan adalah sebanyak

$Q_{4-1} = -\Delta U = Gc_v(T_1 - T_4)$; *(negatif* menyatakan bahwa kalor *keluar* dari dalam silinder) atau,

$$Q_{keluar} = Gc_v(T_4 - T_1)$$

Proses (1–0); langkah buang. Dalam proses ini fluida kerja sebanyak G kg didorong ke luar silinder oleh torak yang bergerak dari TMB ke TMA pada tekanan konstan. Jadi, fluida kerja dikenai kerja aliran sebesar

$\frac{W_{1-0}}{J} = \frac{P_0(V_1 - V_0)}{J}$; *(negatif,* berarti fluida kerja *dikenai* kerja).

Selanjutnya proses (0–1), (1–2), (2–3a), (3a–3) , dan seterusnya berulang kembali. Apabila proses 0–1–2–3a–3–4–1–0 selesai dijalani, siklus itu dinyatakan lengkap. Dari keterangan di atas dapatlah dibuat Tabel 2.

Tabel 2 Siklus termodinamika

Proses	Untuk satu kilogram udara		
	Q	$\frac{W}{J}$	ΔU
0 – 1	0	$\frac{P_0}{J}(V_1 - V_2)$	$-\frac{P_0}{J}(V_1 - V_2)$
1 – 2	0	$-(U_2 - U_1)$	$U_2 - U_1$
2 – 3a	$U_{3a} - U_2$	0	$U_{3a} - U_2$
3a – 3	$H_3 - H_{3a}$	$\frac{P_3}{J}(V_3 - V_{3a})$	$U_3 - U_{3a}$
3 – 4	0	$-(U_4 - U_3)$	$U_4 - U_3$
4 – 1	$U_1 - U_4$	0	$U_1 - U_4$
1 – 0	0	$-\frac{P_0}{J}(V_1 - V_0)$	$\frac{P_0}{J}(V_1 - V_0)$
Satu siklus lengkap	$(U_{3a} - U_2) + (H_3 - H_{3a}) + (U_1 - U_4)$	$(U_{3a} - U_2) + (H_3 - H_{3a}) + (U_1 - U_4)$	0

Dengan demikian jelaslah kerja yang dihasilkan setiap siklus untuk setiap kg udara adalah

$$\frac{W}{J} = (u_{3a} - u_2) + (h_3 - h_{3a}) + (u_1 - u_4)$$

$$= q_{2-3a} + q_{3a-3} + q_{4-1}$$

$$= q_m - q_k$$

di mana,

$$q_m = q_{2-3a} + q_{3a-3} = (u_{3a} - u_2) + (h_3 - h_{3a})$$
$$= c_v (T_{3a} - T_2) + c_p (T_3 - T_{3a})$$

dan

$$q_k = - q_{4-1} = (u_4 - u_1) = c_v (T_4 - T_1)$$

sehingga efisiensi siklus tekanan-terbatas menjadi

$$\eta = \frac{w/J}{q_m} = \frac{q_m - q_k}{q_m} = 1 - \frac{q_k}{q_m}$$
$$= 1 - \frac{c_v (T_4 - T_1)}{c_v (T_{3a} - T_2) + c_p (T_3 - T_{3a})}$$
$$= 1 - \frac{T_4 - T_1}{(T_{3a} - T_2) + k (T_3 - T_{3a})}$$

atau

$$\eta = 1 - \left(\frac{T_1}{T_2}\right) \left[\frac{\left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{\left(\frac{T_{3a}}{T_2} - 1\right) + k \left(\frac{T_{3a}}{T_2}\right) \left(\frac{T_3}{T_{3a}} - 1\right)} \right]$$

Tetapi,

$$\left(\frac{T_1}{T_2}\right) = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = \left(\frac{1}{r}\right)^{k-1}$$

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{P_4 v_4}{P_1 v_1} = \frac{P_4}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} \times \frac{P_3}{P_2} \times \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^k \left(\frac{P_3}{P_2}\right) \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k$$
$$= \left(\frac{P_3}{P_2}\right) \left(\frac{v_3}{v_2}\right)^k = \left(\frac{P_{3a}}{P_2}\right) \left(\frac{v_3}{v_{3a}}\right)^k = \alpha \beta^k$$

$$\frac{T_{3a}}{T_2} = \frac{P_{3a} v_{3a}}{P_2 v_2} = \frac{P_{3a}}{P_2} = \alpha$$

$$\frac{T_3}{T_{3a}} = \frac{P_3 v_3}{P_{3a} v_{3a}} = \frac{v_3}{v_{3a}} = \beta$$

sehingga dengan menggunakan hubungan di atas,

$$\eta = 1 - \left(\frac{1}{r}\right)^{k-1} \left[\frac{\alpha \beta^k - 1}{(\alpha - 1) + k \alpha (\beta - 1)} \right] \qquad (8)$$

di mana,

$$\alpha = \frac{P_{3a}}{P_2} = \frac{P_3}{P_2} \text{ dan } \beta = \frac{v_3}{v_{3a}} = \frac{v_3}{v_2}$$

Siklus udara volume-konstan biasanya diambil sebagai siklus ideal bagi motor bakar yang menggunakan busi, motor Otto atau motor bensin.
Panas (kalor) yang dimasukkan dianggap ekivalen dengan jumlah kalor yang diperoleh dari proses pembakaran di dalam silinder motor bakar. Proses pemasukan kalor tersebut terjadi pada volume-konstan, yaitu pada waktu torak masih berada di TMA. Efisiensinya dapat dihitung dengan memasukkan harga $\beta = 1$ ke dalam persamaan (8).

Pada siklus udara tekanan-konstan, kalor dimasukkan pada tekanan-konstan yaitu pada waktu torak bergerak dari TMA menuju TMB. Siklus ini merupakan siklus ideal bagi motor Diesel; kalor yang dimasukkan dianggap ekivalen dengan jumlah kalor yang diperoleh dari proses pembakaran di dalam silinder motor Diesel. Efisiensi siklus udara tekanan-konstan dapat ditentukan dengan memasukkan $\alpha = 1$ ke dalam persamaan (8).
Proses pemasukan kalor pada tekanan-konstan itu sangatlah sukar dilaksanakan. Di samping itu efisiensinya juga lebih rendah. Oleh karena itu dalam perhitungan perancangan siklus motor Diesel yang modern biasanya dipergunakan siklus udara tekanan terbatas.

Efisiensi ketiga jenis siklus di atas dapat dituliskan sebagai berikut:

1 untuk siklus volume-konstan:

$$\eta = 1 - \left(\frac{1}{r}\right)^{k-1} \qquad (9)$$

2 untuk siklus tekanan-konstan:

$$\eta = 1 - \left(\frac{1}{r}\right)^{k-1} \left(\frac{\beta^k - 1}{k (\beta - 1)}\right) \qquad (10)$$

3 untuk siklus tekanan-terbatas:

$$\eta = 1 - \left(\frac{1}{r}\right)^{k-1} \left(\frac{\alpha \beta^k - 1}{(\alpha - 1) + k \alpha (\beta - 1)}\right)$$

Dari persamaan (8), (9), dan (10) dapatlah ditarik kesimpulan sebagai berikut:

1 Untuk jumlah pemasukan kalor yang sama dan perbandingan kompresi yang sama:

$\eta_{volume\text{-}konstan} > \eta_{tekanan\text{-}terbatas} > \eta_{tekanan\text{-}konstan}$

2 Untuk jumlah pemasukan kalor yang sama dan tekanan maksimum yang sama:

$\eta_{tekanan\text{-}konstan} > \eta_{tekanan\text{-}terbatas} > \eta_{volume\text{-}konstan}$

Keterangan yang terakhir inilah yang penting karena pada kenyataannya motor Diesel menggunakan perbandingan kompresi yang jauh lebih tinggi daripada perbandingan kompresi yang dapat dipergunakan pada motor bensin.

2.4 Tekanan efektif rata-rata

Meskipun efisiensi siklus udara sangat ditentukan oleh perbandingan kompresi tetapi tekanan, temperatur, dan kerja yang dihasilkan per siklus tergantung P_1, T_1, dan Q_{2-3}. Selain itu selama siklus berlangsung, temperatur dan tekanannya selalu berubah-ubah. Oleh karena itu sebaliknya dapat dicari harga tekanan tertentu (yang konstan) yang apabila mendorong torak sepanjang langkahnya dapat menghasilkan kerja per siklus yang sama dengan siklus yang dianalisis. Tekanan tersebut dinamai *tekanan efektif rata-rata*, $P_{rata\text{-}rata}$, yang didefinisikan sebagai

$$P_{rata\text{-}rata} = \frac{\text{kerja per siklus}}{\text{volume langkah torak}}$$

$$= \frac{W \text{ per siklus}}{V_L} = \frac{JQ_{2-3}\,\eta}{V_L}\text{, sehingga} \qquad (11)$$

Kerja per siklus = $P_{rata\text{-}rata} \times V_L$

Dengan demikian daya yang dihasilkan oleh motor bakar torak dapat dihitung dengan menggunakan persamaan

$$N = P_{rata\text{-}rata} \times V_L \times z \times n \times a \times \frac{1}{60 \times 100 \times 75}\ \text{PS}$$

$$= \frac{P_{rata\text{-}rata} \times V_L \times z \times n \times a}{450.000}\ \text{PS} \qquad (12)$$

di mana,

N = daya motor, PS

$P_{rata\text{-}rata}$ = tekanan efektif rata-rata, kg/cm²

V_L = volume langkah torak per silinder, cm³

z = jumlah silinder

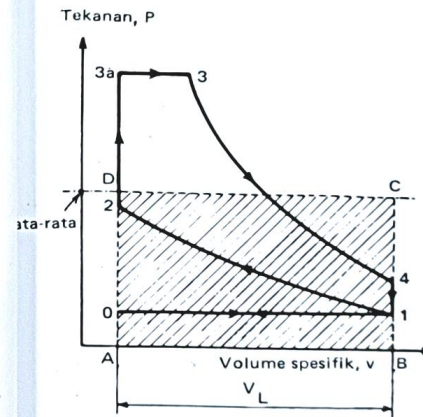
n = putaran poros engkol, putaran per menit

a = jumlah siklus per putaran, $\frac{\text{siklus}}{\text{putaran}}$

= 1 untuk motor 2-langkah

= $\frac{1}{2}$ untuk motor 4-langkah

1 PS = 75 m kg/ detik

Secara grafik $P_{rata\text{-}rata}$ dapat pula ditentukan dengan menarik garis P = konstan (=$P_{rata\text{-}rata}$), demikian rupa sehingga luas diagram P *vs* v yang dibatasi oleh garis A–D–C–B–A sama dengan luas bidang 0–1–2–3a–3–4–1–0, seperti terlihat pada Gb. 13 . Luas bidang ini menyatakan besarnya kerja per siklus per kg fluida kerja, per silinder.
Pada grafik itu $v_L = V_L/G$ dan G adalah berat fluida kerja yang ada di dalam silinder selama siklus berlangsung.
Pada mesin yang sebenarnya garis isap dan garis buang tidak pernah berimpit.

Gb. 13 Penentuan $P_{rata\text{-}rata}$ secara grafik

Pada *naturally aspirated engines* garis isap selalu berada di bawah garis buang (Gb. 12a) sehingga luas bidang 5′–6–0–1–5′ berharga negatif.
Luas bidang tersebut haruslah diusahakan sekecil mungkin agar jangan mengurangi besarnya kerja per siklus. Kerja per siklus ialah jumlah luas bidang 5–5′–2–3a–3–4–5 (yang positif) dan luas bidang 5′–6–0–1–5′ (yang negatif).

Pada motor dengan *supercarjer* (Gb. 12b) udara dipaksa masuk ke dalam silinder oleh pompa udara sehingga garis isap 0–1 berada di atas garis buang 5–6. Dengan demikian luas kedua bidang 1–2–3a–3–4–1 dan 5–6–0–1–5 itu positif.

Dengan *supercarjer* kita mengharapkan dapat memperoleh kerja per siklus yang lebih besar dengan volume langkah torak yang sama. Atau dengan kata lain, dengan *supercarjer* diharapkan bisa diperoleh tekanan efektif rata-rata yang lebih besar (jadi, daya yang lebih besar) dengan mesin yang berukuran sama.
Untuk menganalisis motor 2-langkah dapat digunakan prosedur yang sama seperti untuk siklus 4-langkah, tetapi tanpa garis 0–1 dan 5–6.

3 Siklus sebenarnya

Dalam kenyataan tiada satu siklus pun merupakan siklus volume-konstan, siklus tekanan-konstan, atau siklus tekanan-terbatas. Tetapi bolehlah dikatakan antara efisiensi siklus udara dan siklus sebenarnya terdapat hubungan tertentu, yaitu pada efisiensi indikatornya:

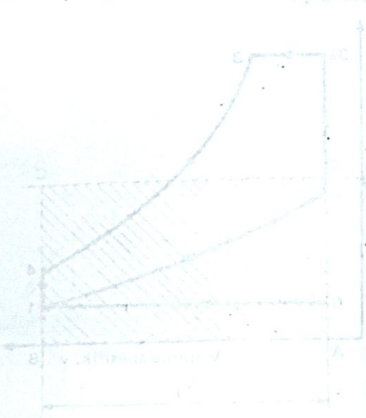
$$\eta_{i\ \text{bensin}} \approx 0{,}50 - 0{,}75\ \eta_{\text{volume-konstan}}$$
$$\eta_{i\ \text{Diesel}} \approx 0{,}75 - 0{,}85\ \eta_{\text{tekanan-terbatas}}$$
$$\approx 0{,}65 - 0{,}80\ \eta_{\text{volume-konstan}}$$

di mana,

$$\eta_{i\ \text{bensin}} \approx 0{,}25 - 0{,}45$$
$$\eta_{i\ \text{Diesel}} \approx 0{,}40 - 0{,}55$$

Baik untuk motor bensin maupun untuk motor Diesel harga efisiensi yang lebih tinggi berlaku untuk perbandingan kompresi yang tinggi dan/atau untuk perbandingan bahan bakar - udara yang lebih rendah. Efisiensi indikator diperoleh dari hasil pengukuran dan didefinisikan sebagai

$$\eta_i = \frac{\text{kerja per siklus sebenarnya}}{\text{energi yang dimasukkan per siklus}}\ .$$

Kerja per siklus ditentukan dengan mengukur luas diagram P *vs* v dari siklus yang sebenarnya. Diagram P *vs* v tersebut diperoleh sebagai hasil pengukuran tekanan gas di dalam silinder dengan mempergunakan alat ukur yang khusus dibuat untuk keperluan itu. Diagram P *vs* v seperti itu dinamai *diagram indikator* dan kerja per siklus yang ditentukan oleh diagram indikator dinamai *kerja indikator* (W_i). Tekanan efektif rata-ratanya dinamai *tekanan efektif rata-rata indikator* ($P_{i\ \text{rata-rata}}$).
$P_{i\ \text{rata-rata}}$ ditentukan oleh prosedur sebagai berikut.
Setelah diagram indikator diketahui, kita perhatikan skala tekanan dan skala langkah toraknya. Misalkan skala langkahnya x cm/ mm, skala volume langkahnya adalah (A_Tx) cm^3/mm; A_T adalah luas penampang melintang dari silinder dalam cm^2. Apabila skala tekanannya

y $\frac{kg/cm^2}{mm}$, skala kerjanya ($A_T$xy) cm kg/mm^2.
Jadi, apabila luas indikator itu A mm^2, kerja per siklusnya
$W_i = A \times A_T \times (xy)$ cm kg sehingga tekanan efektif rata-rata indikatornya adalah

$$P_{i\ rata\text{-}rata} = \frac{(A)\ (A_T)\ (xy)}{V_L} = \frac{(A)\ (xy)}{L}\ kg/cm^2$$

dengan catatan,
$V_L = A_T\, L$ = volume langkah torak, cm^3
L = panjang langkah torak, cm

Jika $P_{i\ rata\text{-}rata}$ sudah diketahui, daya indikator (yaitu daya gas pembakaran di dalam silinder) dapat dihitung dengan mempergunakan persamaan yang serupa dengan persamaan (12) sebagai berikut:

$$N_i = P_{i\ rata\text{-}rata} \times V_L \times z \times n \times a \times \frac{1}{450000}\ PS \qquad (14)$$

Perlu diketahui, motor bakar torak yang sebenarnya tidak memerlukan kalor yang dimasukkan dari luar seperti kalor Q_m pada siklus udara yang ideal itu (lihat Bab 2).
Kalor Q_m menaikkan tekanan dan temperatur fluida kerja siklus udara. Tetapi dalam motor bakar torak yang sebenarnya kenaikan temperatur dan tekanan fluida kerja yang diperlukan itu diperoleh dari hasil pembakaran bahan bakar dan udara di dalam silinder. Oleh karena itu energi yang dipergunakan dihitung berdasarkan jumlah energi bahan bakar tersebut, yaitu sebanyak

$$\dot{Q}_m = \dot{G}_f \times Q_c = \dot{G}_a\, fQ_c,\ kcal/jam$$

atau

$$\dot{Q}_m = \dot{G}_f \times Q_c \times \frac{427}{3600 \times 75},\ PS$$

$$= \dot{G}_a \times f \times Q_c \times \frac{427}{3600 \times 75},\ PS$$

$$= \dot{G}_a \times f \times Q_c\ \frac{1}{632},\ PS \qquad (15)$$

di mana,

$\dot{G}_f$ = jumlah bahan bakar yang dipergunakan, kg/jam
G_a = jumlah udara yang dipergunakan kg/jam
Q_c = nilai kalor bahan bakar, kcal/kg

$f = G_f/G_a = \dot{G}_f/\dot{G}_a$ = perbandingan bahan bakar - udara
Dengan demikian, dengan persamaan (14) efisiensi termal indikator dapat dinyatakan sebagai

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{G}_f\, Q_c} \times \frac{3600 \times 75}{427} = \frac{N_i}{\dot{G}_f\, Q_c}\ 632$$

$$= \frac{P_{i\ rata\text{-}rata} \times V_L \times z \times n \times a}{\dot{G}_f\, Q_c} \times \frac{3}{427 \times 5} \qquad (16)$$

Misalkan dari pengukuran diagram indikator sebuah motor bakar torak diketahui $P_{i\ rata\text{-}rata}$ = 7,5 kg/cm^2. Apabila V_L = 900 cm^3, z = 6, n = 2000 rpm, motor 2-langkah (a = 1), jumlah bahan bakar yang terpakai $\dot{G}_f$ = 25,29 kg/jam dan Q_c = 10000 kcal/kg; maka

$$N_i = 7{,}5 \times 900 \times 6 \times 2000 \times 1 \times \frac{1}{450.000}$$
$$= 180\ PS$$

dan

$$\eta_i = \frac{180}{25{,}29 \times 10.000} \times \frac{3600 \times 75}{427}$$
$$= 0{,}45$$

Penyimpangan dari siklus udara (ideal) itu terjadi karena dalam keadaan yang sebenarnya terjadi kerugian yang antara lain disebabkan oleh hal berikut:
1 Kebocoran fluida kerja karena penyekatan oleh cincin torak dan katup tak dapat sempurna;
2 Katup tidak dibuka dan ditutup tepat di TMA dan TMB karena pertimbangan dinamika mekanisme katup dan kelembaman fluida kerja. Kerugian tersebut dapat diperkecil bila saat pembukaan dan penutupan katup disesuaikan dengan besarnya beban dan kecepatan torak;
3 Fluida kerja bukanlah udara yang dapat dianggap sebagai gas ideal dengan kalor spesifik yang konstan selama proses siklus berlangsung;
4 Pada motor bakar torak yang sebenarnya, pada waktu torak berada di TMA, tidak terdapat proses pemasukan kalor seperti pada siklus udara. Kenaikan

tekanan dan temperatur fluida kerja disebabkan oleh proses pembakaran antara bahan bakar dan udara di dalam silinder;

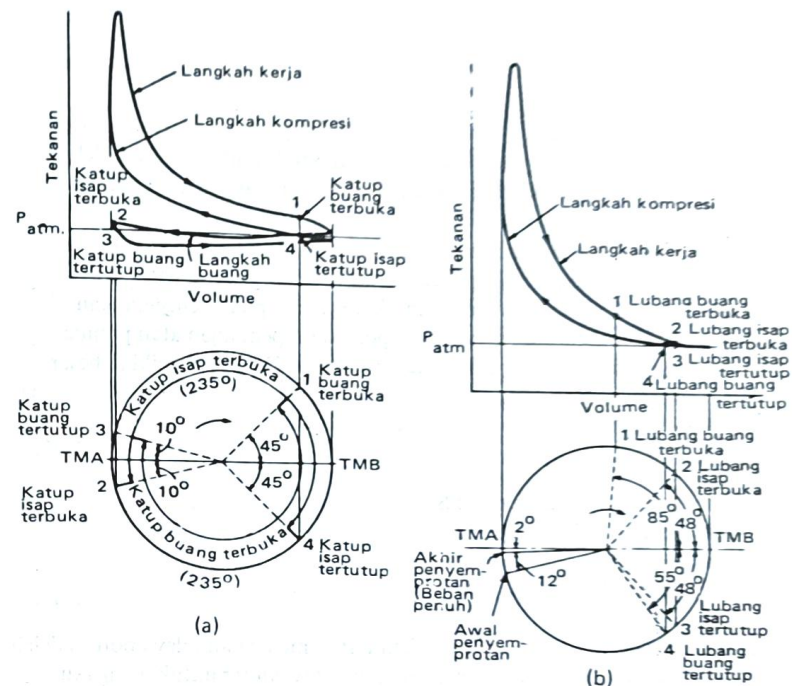
5 Proses pembakaran memerlukan waktu; jadi, tidak berlangsung sekaligus. Akibatnya, proses pembakaran berlangsung pada volume ruang bakar yang berubah-ubah karena gerakan torak. Dengan demikian, proses pembakaran harus sudah dimulai beberapa derajat sudut engkol sebelum torak mencapai TMA dan berakhir beberapa derajat sudut engkol sesudah torak bergerak kembali dari TMA menuju TMB.
Jadi, proses pembakaran tidak dapat berlangsung pada volume atau pada tekanan yang konstan.
Di samping itu, pada kenyataanya tidak pernah terjadi pembakaran sempurna. Karena itu daya dan efisiensinya sangatlah bergantung kepada perbandingan campuran bahan bakar - udara, kesempurnaan bahan bakar - udara itu bercampur, dan saat penyalaan;

6 Terdapat kerugian kalor yang disebabkan oleh perpindahan kalor dari fluida kerja ke fluida pendingin, terutama pada langkah kompresi, ekspansi, dan pada waktu gas buang meninggalkan silinder. Perpindahan kalor tersebut terjadi karena terdapat perbedaan temperatur antara fluida kerja dan fluida pendingin. Fluida pendingin diperlukan untuk mendinginkan bagian mesin yang menjadi panas, untuk mencegah bagian tersebut dari kerusakan;

7 Terdapat kerugian energi kalor yang dibawa oleh gas buang dari dalam silinder ke atmosfer sekitarnya. Energi tersebut tak dapat dimanfaatkan untuk melakukan kerja mekanik;

8 Terdapat kerugian energi karena gesekan antara fluida kerja dengan dinding salurannya.

Berdasarkan semua hal di atas, bentuk diagram P *vs* v dari siklus yang sebenarnya tidak sama dengan bentuk diagram siklus ideal. Siklus yang sebenarnya tidak pernah merupakan siklus volume-konstan, siklus tekanan-konstan atau siklus tekanan-terbatas. Gb. 14 menunjukkan bentuk diagram P *vs* v dari sebuah motor bakar torak 2-langkah dan 4-langkah yang sebenarnya.
Karena semua penyimpangan tadi menimbulkan kerugian energi, hendaknya diusahakan agar siklus yang sebenarnya itu mendekati siklus (udara) yang ideal. Siklus ideal yang pada saat ini biasa dipakai dalam perhitungan perancangan atau penaksiran ialah siklus bahan bakar - udara karena siklus ini mendekati siklus yang sebenarnya. Pada siklus bahan bakar - udara ada diperhitungkan faktor bahan bakar dan proses pembakaran, terjadinya disosiasi, perubahan harga kalor spesifik dan sifat serta jumlah molekul komponen gas pembakaran.
Dengan menggunakan siklus bahan bakar - udara, daya indikator siklus sebenarnya berkisar antara 80–90% dari perhitungan siklus bahan bakar - udara, untuk motor 4-langkah, dan 60–70% untuk motor 2-langkah. Mengenai siklus bahan bakar - udara tidak akan dibicarakan di sini.

Catatan:
Lubang isap tidak dibuka sebelum tekanan di dalam silinder lebih rendah daripada tekanan pembilasan (untuk mencegah bahaya ledakan)

Catatan:
Banyak mesin dua-langkah menutup lubang buang sebelum menutup lubang isapnya untuk memungkinkan terjadinya kenaikan tekanan pembilasan di dalam silinder

Gb. 14 Hubungan antara diagram pengatur katup dengan grafik tekanan *versus* volume: (a) Untuk motor empat-langkah; (b) Untuk motor dua-langkah.

4 Beberapa definisi tentang prestasi

Pada motor bakar torak, daya yang berguna ialah daya poros, karena poros itulah yang menggerakkan beban. Daya poros itu sendiri dibangkitkan oleh daya indikator yang merupakan daya gas pembakaran yang menggerakkan torak.
Sebagian daya indikator dibutuhkan untuk mengatasi gesekan mekanik, misalnya gesekan antara torak dan dinding silinder dan gesekan antar poros dan bantalannya. Di samping itu, daya indikator harus pula menggerakkan beberapa aksesori seperti pompa pelumas, pompa air pendingin atau pompa udara pendingin, pompa bahan bakar, dan generator. Dengan demikian besar daya poros itu adalah

$$N_e = N_i - (N_g + N_a) \tag{17}$$

dengan catatan,
N_e = daya poros atau daya efektif, PS
N_i = daya indikator, PS
N_g = daya gesek, PS
N_a = daya aksesori, PS

Beberapa alat laboratorium yang diperlukan untuk mengetahui daya poros adalah *dinamometer* untuk mengukur momen putar, dan *takometer* untuk mengukur kecepatan putar poros engkol. Kemudian daya poros itu dihitung dengan persamaan

$$N_e = \frac{\pi n}{30} \times T \times \frac{1}{75} = \frac{Tn}{716{,}2}, \text{PS} \tag{18}$$

T = momen putar, m kg
n = putaran poros engkol per menit

Dari persamaan (17) dapat ditarik kesimpulan bahwa $(N_g + N_a)$ harus dibuat sekecil mungkin agar diperoleh N_e yang besar
Besarnya kerugian daya tersebut diperhitungkan dalam *efisiensi mekanis* yang dirumuskan sebagai berikut:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{P_{e\ rata\text{-}rata}}{P_{i\ rata\text{-}rata}} \tag{19}$$

η_m = efisiensi mekanik
$P_{e\ rata\text{-}rata}$ = tekanan efektif rata-rata, kg/cm^2
$P_{i\ rata\text{-}rata}$ = tekanan efektif rata-rata indikator, kg/cm^2

Dengan demikian *efisiensi termal efektif* dapat pula didefinisikan sebagai

$$\eta_e = \frac{N_e}{\dot{G}_f\ Q_c} \times \frac{3600 \times 75}{427} = \frac{N_e}{\dot{G}_f\ Q_c}\ 632 \tag{20}$$

atau

$$\eta_e = \frac{P_{e\ rata\text{-}rata} \times V_L \times z \times n \times a}{G_f\ Q_c} \times \frac{3}{427 \times 5} \tag{20a}$$

Dengan mensubstitusikan persamaan 16 dan 19 ke dalam persamaan 20,

$$\eta_e = \eta_m\ \eta_i \tag{20b}$$

Apabila kita perhatikan kembali persamaan (18), dapat dilihat momen putar T merupakan ukuran beban mesin sehingga apabila persamaan (14) dan (19) disubstitusikan ke dalam persamaan (18) akan diperoleh hubungan

$$T = \left(V_L \times z \times a \times \frac{1}{2\pi} \times \frac{1}{100}\right) \times P_{e\ rata\text{-}rata} \tag{21}$$

Jadi, untuk suatu motor bakar torak tertentu

$$T = C\ P_{e\ rata\text{-}rata},\ \text{m kg} \tag{22}$$

di mana,

$$C = \left(V_L \times z \times a \times \frac{1}{2\pi} \times \frac{1}{100}\right),\ \text{cm}^2\ \text{m}$$

= suatu konstanta.

Ini berarti $P_{e\ rata\text{-}rata}$ juga merupakan ukuran beban bagi suatu motor bakar. Parameter prestasi lain yang penting adalah *pemakaian bahan bakar spesifik* yang dirumuskan sebagai

$$B = \frac{\dot{G}_f}{N} = \frac{1}{Q_c \eta} \times \frac{3600 \times 75}{427} = \frac{632}{Q_c \eta'},\ \frac{\text{kg/jam}}{\text{PS}} \tag{23}$$

Parameter ini biasa dipakai sebagai ukuran ekonomi pemakaian bahan bakar karena B menyatakan banyaknya bahan bakar yang terpakai per jam untuk setiap daya kuda yang dihasilkan. Harga B yang lebih rendah menyatakan

efisiensi yang lebih tinggi. Seperti daya poros, B juga ada dua jenisnya yaitu B_i dan B_e yang dirumuskan sebagai

$$B_i = \frac{\dot{G}_f}{N_i} \tag{24a}$$

dan

$$B_e = \frac{\dot{G}_f}{N_e} \tag{24b}$$

dimana

B_i = pemakaian bahan bakar spesifik indikator, $\frac{kg/jam}{PS}$

B_e = pemakaian bahan bakar spesifik efektif, $\frac{kg/jam}{PS}$.

Selain itu kita perlu mengetahui juga besarnya perbandingan antara $P_{rata\text{-}rata}$ dan P_{maks}. Di sini $P_{rata\text{-}rata}$ ialah tekanan kerja efektif fluida kerja pada torak sedangkan tekanan maksimum P_{maks} adalah tekanan kerja yang langsung berhubungan dengan kekuatan material motor. Pada umumnya perbandingan $P_{rata\text{-}rata}/P_{maks}$ itu akan turun jika perbandingan kompresi naik. Hal ini berarti tekanan fluida kerja maksimum untuk harga $P_{rata\text{-}rata}$ tertentu akan naik dengan cepat apabila perbandingan kompresinya dipertinggi. Karena itu dalam merancang motor bakar torak, terutama motor Diesel, hendaklah diusahakan agar tekanan maksimum dapat dibatasi apabila perbandingan kompresinya hendak dipertinggi.

Di atas sudah dikatakan, pada motor bakar torak yang sebenarnya katup tidak dibuka dan ditutup sekaligus pada titik matinya. Dengan menggunakan kam, katup itu dibuka dan ditutup secara berangsur-angsur (Gb. 8) tanpa menimbulkan kerugian kerja yang terlalu besar sehingga dapat menghasilkan kerja per siklus yang maksimum. Hal ini bisa dicapai berdasarkan eksperimen tetapi pada dasarnya hal itu ditentukan oleh tekanan isap dan tekanan buang, konstruksi katup, dan kecepatan rata-rata torak menurut rumus

$$c = \frac{2Ln}{60} = \frac{Ln}{30} \tag{25}$$

di mana,

c = kecepatan torak rata-rata, m/detik

n = kecepatan poros, putaran per menit

L = panjang langkah, m

Pada motor 2-langkah biasanya lubang isap dan lubang buang itu terdapat pada dinding silinder. Akan tetapi pada sistem *pembilasan aliran searah* katup buang terletak pada kepala selinder. Lubang tersebut dibuka dan ditutup oleh torak yang bergerak di dalam silinder. Proses buang dan proses isap terjadi pada saat torak berada di sekitar TMB karena pada motor 2-langkah satu siklus yang lengkap berlangsung pada setiap satu putaran engkol.

Semua gas pembakaran yang sudah tidak terpakai lagi diusahakan dapat dikeluarkan selama langkah buang, sedangkan udara (dan bahan bakar) diusahakan dapat dimasukkan sebanyak-banyaknya selama langkah isap. Jadi, bagi setiap mesin itu ditetapkan saat yang tepat kapan katup atau lubang itu menutup dan membuka. Tabel 3 menunjukkan saat katup isap dan katup buang menutup dan membuka sebagaimana yang biasa dipakai pada motor bakar torak pada umumnya.

Tabel 3 Saat pembukaan dan penutupan katup isap dan katup buang

Jenis	Katup/lubang isap		Katup/lubang buang	
	Mulai terbuka, °sudut engkol	Tertutup, °sudut engkol	Mulai terbuka, °sudut engkol	Tertutup °sudut engkol
4 – Langkah				
Motor bensin	10 - 30 Seb. TMA	45 - 80 Ses. TMB	45 - 65 Seb. TMB	15 - 45 Ses. TMA
Motor Diesel	20 - 40 Seb. TMA	20 - 50 Ses. TMB	35 - 55 Seb. TMB	10 - 35 Ses. TMA
2 – Langkah Motor bensin atau Motor Diesel	45 - 60 Seb. TMB	45 - 60 Ses. TMB	55 - 85 Seb. TMB	55 - 85 Ses. TMB

Seb. = *Sebelum* TMA = *Titik mati atas*
Ses. = *Sesudah* TMB = *Titik mati bawah*

Data praktis mengenai beberapa ukuran pembanding antara motor bensin dan motor Diesel dapat dilihat pada Tabel 4 sedangkan beberapa kriteria konstruksi dan penggunaan motor bakar torak terdapat pada Tabel 5, 6, 7.

Selanjutnya Gb. 15 sampai 20 memberikan contoh grafik prestasi motor bakar torak tertentu.

Tabel 4 Beberapa ukuran pembanding antara motor bensin dan motor Diesel

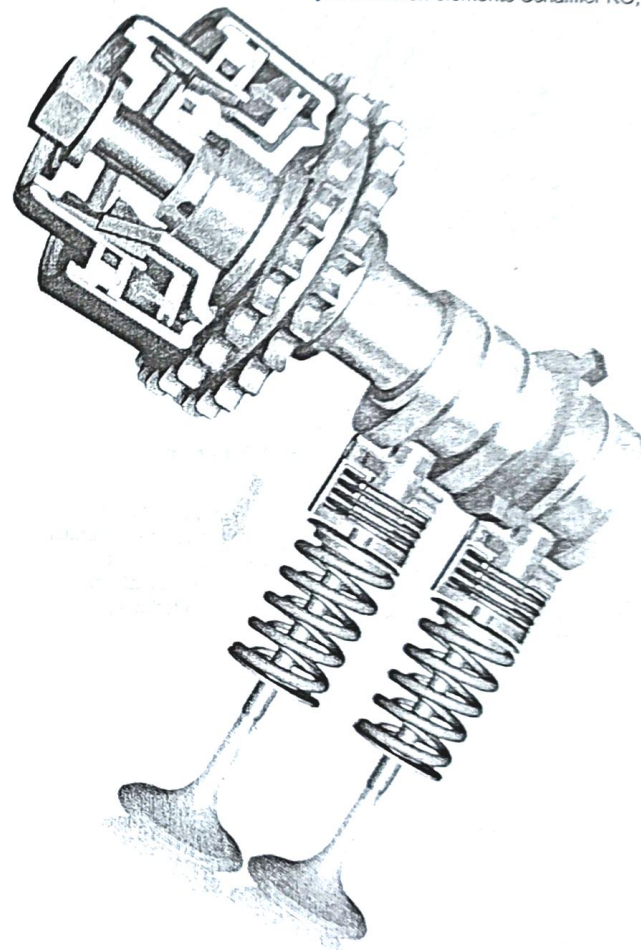
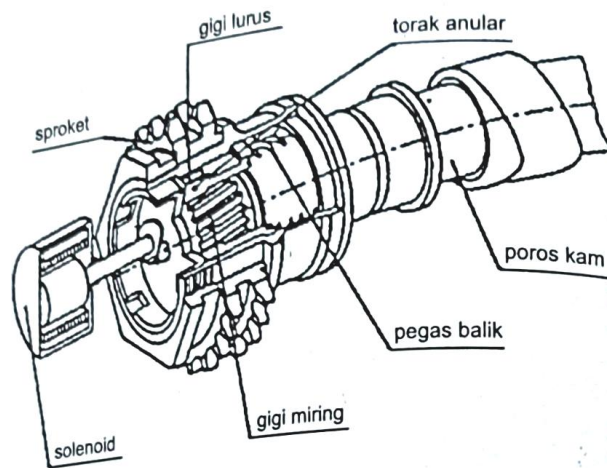
Parameter	Motor Bensin	Motor Diesel
Daya efektif, N_e (PS)	1,5 — 1500	— 40000
Kecepatan poros, n (rpm)	2500 — 14500	110 — 4200
Perbandingan kompresi, r	6 — 12	12 — 25
Tekanan efektif rata-rata, $P_{e\ rata\text{-}rata}$ (kg/cm^2)	4 — 25	6 — 18
Pemakaian bahan bakar spesifik, B_e (kg/PS. jam)	0,200 — 0,220	0,140 — 0,180
Diameter silinder, D (mm)	25 — 165	80 — 1050
Kecepatan torak rata-rata, c (m/detik)	7 — 22	5 — 15
Berat mesin, kg/PS	0,30 — 2,50	2,75 — 33,50
Efisiensi mekanik, η_m	0,70 — 0,85	0,70 — 0,90

Para pemakai mesin hendaknya juga memperhatikan beberapa parameter berikut:

1 berat mesin (instalasi) per satuan daya poros;
2 daya poros per satuan volume pembungkus mesin;
3 harga terpasang per satuan daya poros;
4 biaya bahan bakar dan minyak pelumas per jam; dan
5 biaya perawatan dan pengawasan.

Parameter (1) dan (2) akan cepat bertambah besar menurut besarnya silinder dan akan berubah sesuai dengan jenis penggunaannya. Parameter (3) tidak saja bergantung pada harga mesin tetapi juga pada biaya pembuatan pondasi, gedung serta perlengkapan lain-lain. Biaya bahan bakar bergantung pada efisiensi termal, waktu kerja serta daerah pembebanannya. Makin tinggi efisiensi termal makin hemat pula pemakaian bahan bakarnya. Pemakaian minyak pelumas pada motor 2-langkah lebih banyak jika dibandingkan dengan pada motor 4-langkah karena sebagian minyak pelumas mengalir ke luar melalui lubang isap dan lubang buang pada dinding silinder. Meskipun demikian biaya minyak pelumas itu biasanya rela... kecil. Biaya perawatan ditentukan oleh ketergantungan kita kepada mesin dan oleh laju keausan mesin. Makin besar ketergantungan kita kepada mesin makin cermat kita harus merawat mesin itu sehingga biaya perawatan akan bertambah. Makin tinggi kecepatan rata-rata torak makin cepat pula mesin itu aus. Laju keausan mesin tergantung pada ukuran diameter silinder; makin kecil diameternya makin cepat mesin itu aus. Besarnya biaya perawatan yang sebenarnya hanya dapat dihitung berdasarkan pengalaman.

Mekanisme katup variabel motor mobil Porsche

Dirancang untuk mengatur saat pembukaan dan penutupan katup isap (dan katup buang). Digunakan untuk menghasilkan daya poros yang tinggi dengan efisiensi yang sangat baik [INA Motoren elemente Schaiffler KG, Germany]

SISTEM VCP (Variable Cam Phasing) pada motor mobil Alfa Romeo

Berfungsi mengatur saat pembukaan dan penutupan katup. Pengaturan dilakukan dengan menggerakkan torak anular dalam arah aksial. Bagian luar torak berhubungan dengan sproket dengan perantaraan gigi-lurus. Sedangkan bagian dalam torak berhubungan dengan poros kam dengan perantaraan gigi-miring. Gerakan aksial torak anular dapat menghasilkan perubahan posisi angular poros kam terhadap sproket sampai 10-16°kam [16].

Tabel 5 Penggolongan motor bakar torak menurut bidang penggunaannya

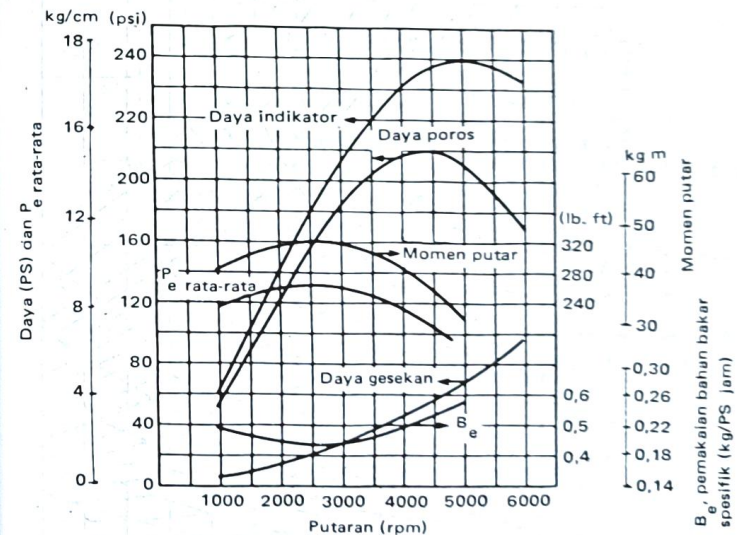
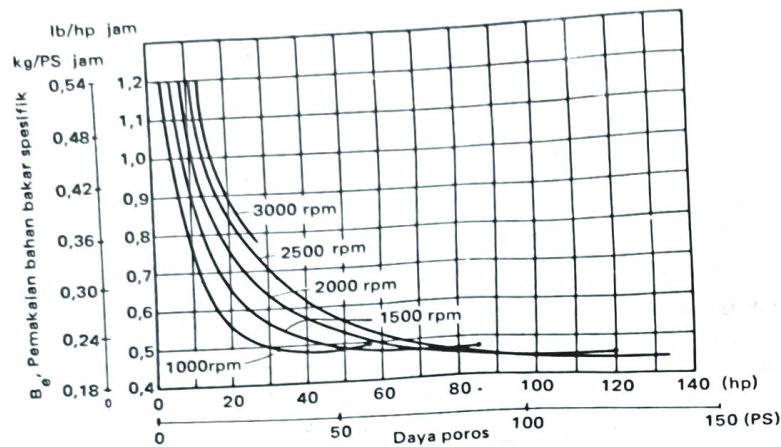
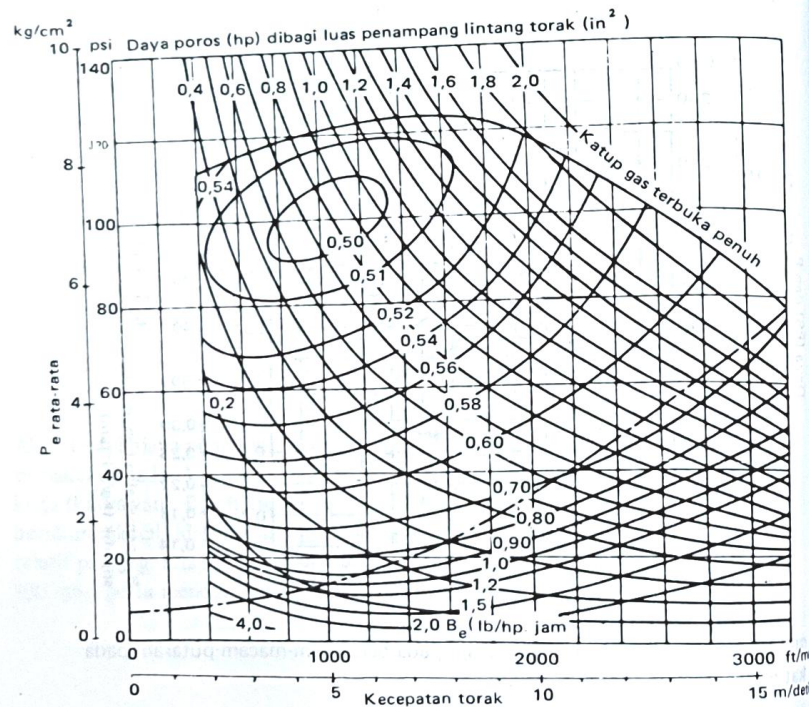
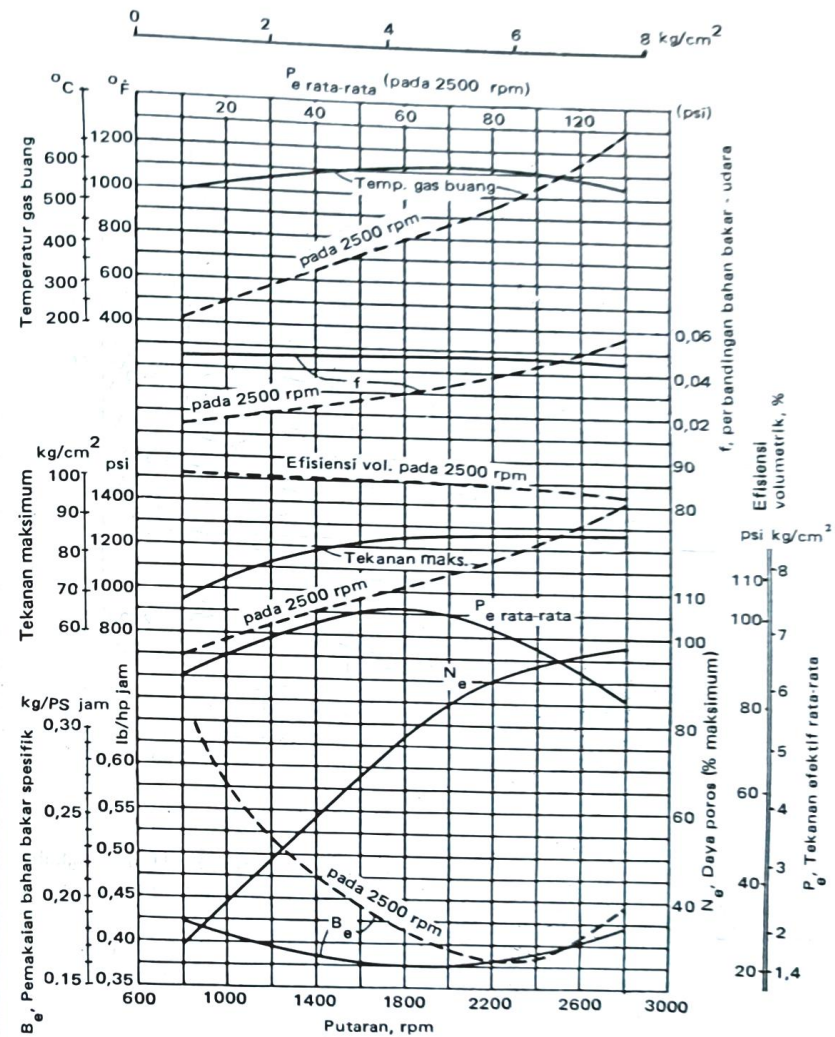
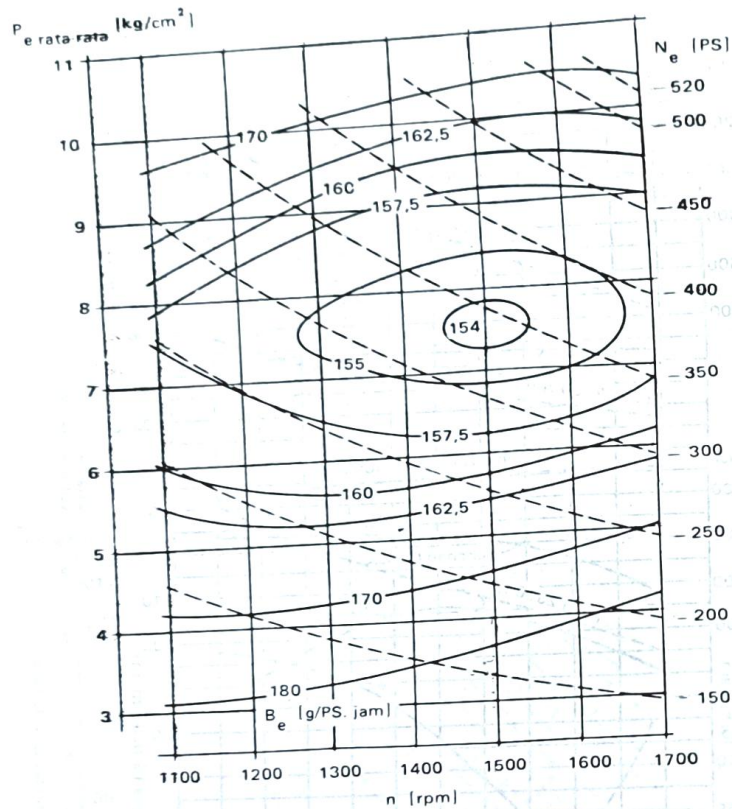
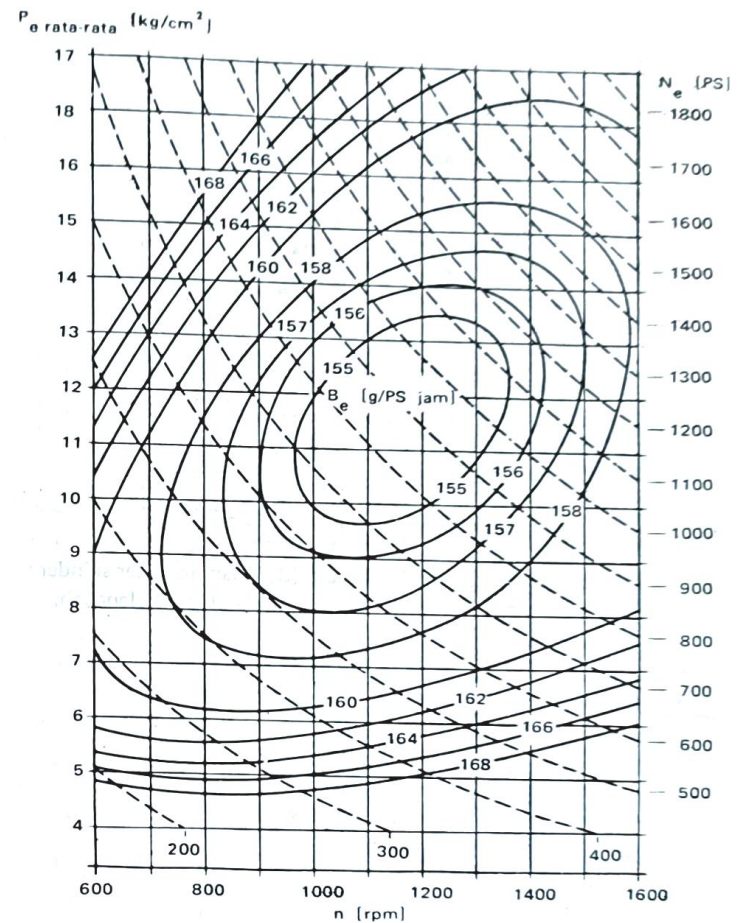
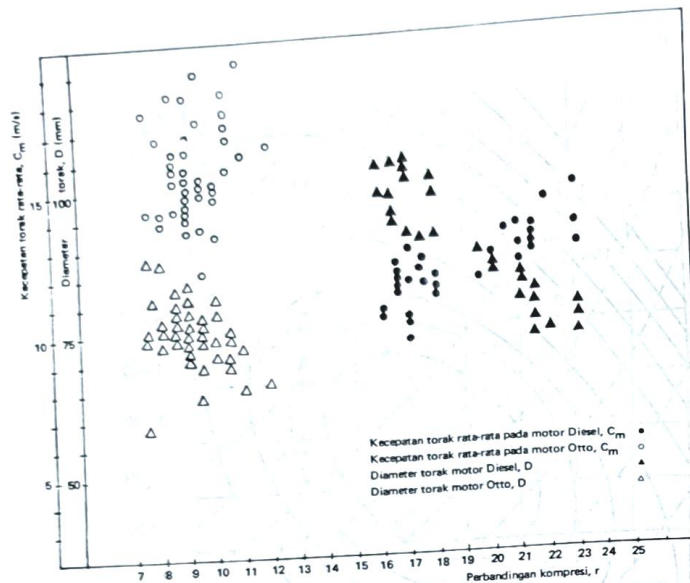
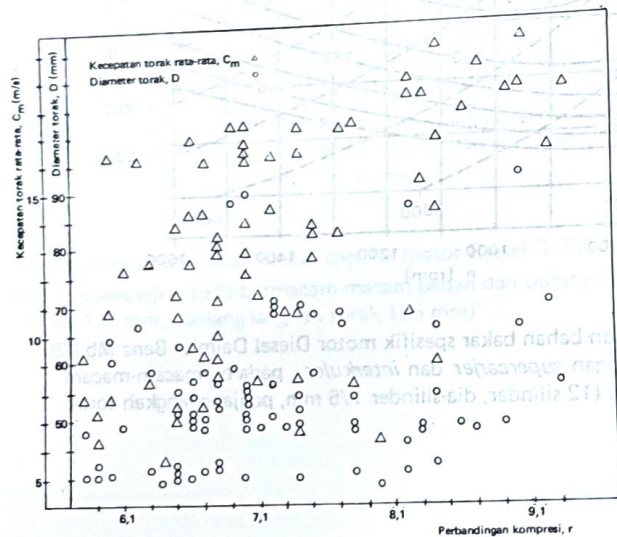
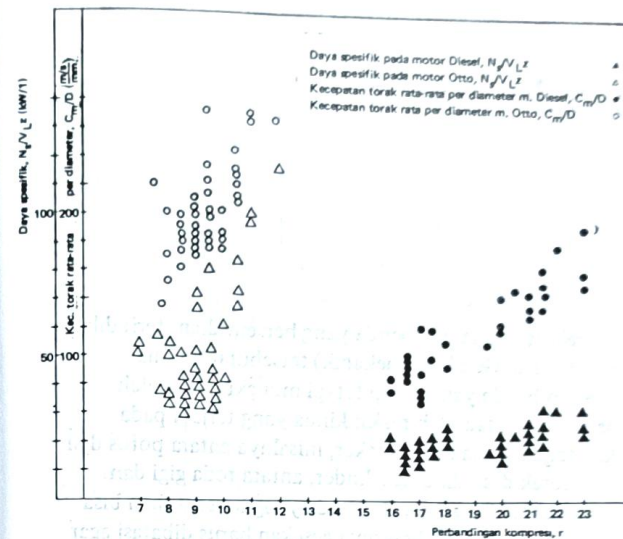
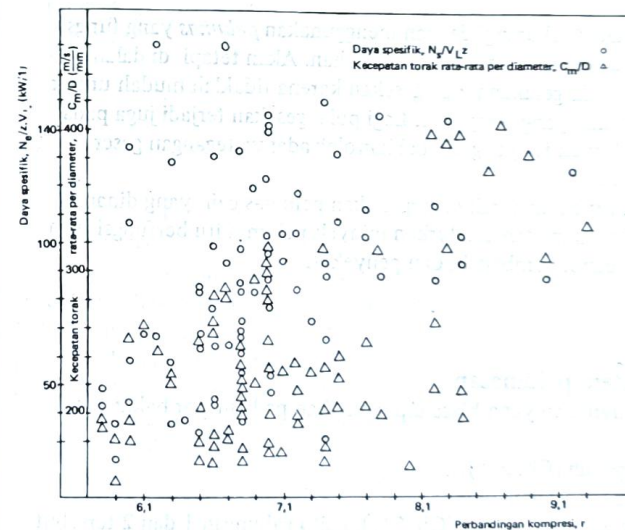
Golongan	Bidang penggunaan	Daerah daya dari satu mesin, kW	Jenis yang banyak di pakai		
			Bensin (B) Diesel (D) Kawat pijar (KP)	2-langkah atau 4-langkah	Pendinginan Air (A) Udara (U)
Kendaraan jalan raya ('road vehicle')	Speda motor	1 - 50	B	2,4	U
	Mobil penumpang kecil	20 - 100	B	4	U, A
	Mobil penumpang berat/besar	100 - 500	B	4	A
	Komersiil (ringan)	50 - 200	B, D	4	A
	Komersiil berat/jarak jauh	150 - 500	D	4	A
Kendaraan luar jalan raya ('off-road vehicle')	Kendaraan ringan (industri, lapangan terbang dll.)	2 - 20	B	2,4	U, A
	Pertanian	4 - 200	B, D	2,4	U, A
	Alat besar	50 - 100	D	2,4	A
	Militer	50 - 2500	D	2,4	U, A
Jalan baja	Trem ('Rail car')	200 - 500	D	2,4	A
	Lokomotip	500 - 4000	D	2,4	A
Kapal laut	Motor tempel	1/2 - 100	B	2	A
	Motor boat	5 - 1000	B, D	4	A
	Kapal patroli	40 - 3000	D	2,4	A
	Kapal besar	5000 - 40000	D	2,4	A
	Perlengkapan kapal	100 - 1000	D	2,4	A
Pesawat terbang	Pesawat terbang (biasa)	65 - 3500	B	4	U
	Helikopter	65 - 2000	B	4	U
Rumah tangga	Pemotong rumput	1 - 4	B	2,4	U
	Traktor	3 - 10	B	4	U
Stasioner	Gedung	10 - 500	D	2,4	A
	Pusat tenaga listrik	50 - 40000	D	2,4	A
	Penyaluran gas	1000 - 5000	B	2,4	A
Mobil balap	Mobil dan kapal laut	100 - 2000	B	4	A
Mainan anak-anak	Model pesawat terbang, mobil dan lain-lain	0,01 - 0,05	KP	2	U

Tabel 6 Pertimbangan persyaratan utama menurut bidang penggunaannya

Bidang penggunaan	Sangat penting	Cukup penting	Kurang penting
Rumah tangga, motor tempel (kapal laut) dan speda motor	Berat Ukuran Harga awal	Bunyi Dapat dipercaya Biaya perawatan	Pemakaian bahan bakar Umur Getaran
Mobil penumpang	Suara dan getaran Harga awal Dapat dipercaya Fleksibilitas Biaya perawatan	Pemakaian bahan bakar Berat Ukuran	Umur
Kendaraan komersial, kapal laut ringan, industri	Dapat dipercaya Pemakaian bahan bakar	Berat Ukuran Bunyi dan getaran	Harga awal
Lokomotip	Ukuran Pemakaian bahan bakar Biaya perawatan Dapat dipercaya	Umur	Harga awal Berat Bunyi Getaran
Pesawat terbang	Berat Ukuran Daya take-off Pemakaian bahan bakar Dapat dipercaya	Getaran Biaya perawatan	Harga awal Umur Bunyi
Mobil balap	Daya	Dapat dipercaya	Lain-lain
Mesin besar (diameter silinder lebih besar dari pada 300 mm)	Pemakaian bahan bakar Umur Biaya perawatan	Bunyi Getaran Ukuran	Harga awal Berat

Akan tetapi biaya pengawasan mesin sangat ditentukan oleh keyakinan pemakai terhadap kebaikan instalasi yang terpasang dan oleh biaya tenaga kerja (karyawan). Boleh dikatakan, kebanyakan motor bakar torak yang berukuran kecil tidak memerlukan pengawasan untuk jangka waktu yang relatif panjang; tetapi mesin yang besar (dengan diameter silinder di atas 300 mm) perlu mendapat pengawasan yang teliti dan terus-menerus.

Tabel 7 Bidang penggunaan yang dapat dipenuhi, dengan beberapa modifikasi ringan, oleh motor bakar yang semula direncanakan untuk suatu tujuan penggunaan tertentu (asalkan dayanya mencukupi kebutuhan)

Jenis mesin	Bensin (B) atau Diesel (D)	Bidang penggunaan yang lain
Mesin kecil untuk industri	B	Rumah tangga
Mobil penumpang	B	Truk ringan, Kapal, Industri, Stasioner
Truk dan bus	D	Industri, Kendaraan luar jalan raya, Pusat listrik
Industri	D	Kapal, Stasioner
Lokomotip	D	Kapal, Stasioner
Kapal besar	D	Pusat listrik

Gb. 15 Hasil pengujian motor bensin pada bermacam-macam putaran, pada katup gas terbuka penuh (r = 9)

Gb. 16 Hasil pengujian motor bensin pada putaran konstan, pada bermacam-macam pembukaan katup gas (r = 9)

Gb. 17 Peta prestasi sebuah motor bensin (— ——— — beban di jalan)

Gb. 18 Prestasi sebuah motor Diesel untuk truk pada bermacam-macam putaran (dan pada 2500 rpm). Data S. Chen, International Harvester Co.)

Gb. 19a Pemakaian bahan bakar spesifik motor Diesel D 3650 HMU, 4 - langkah tanpa *supercarjer* pada bermacam-macam beban dan putaran (12 silinder, dia - silinder 136 mm, panjang langkah torak 155 mm)

Gb. 19b Pemakaian bahan bakar spesifik motor Diesel Daimler Benz Mb 820 Db, 4-langkah, dengan *supercarjer* dan *interkuler*, pada bermacam-macam beban dan putaran (12 silinder, dia-silinder 175 mm, panjang langkah torak 205 mm)

Gb. 20a Hubungan antara kecepatan torak rata-rata (C_m) dan diameter silinder (D) dengan perbandingan kompresi (r), mesin kendaraan darat empat langkah.

Gb. 20b Hubungan antara kecepatan torak rata-rata (C_m) dan diameter silinder (D) dengan pergandingan kompresi (r), mesin kendaraan darat dua langkah (Otto).

Gb. 20c Hubungan antara daya spesifik ($N_e/z.V_L$) dan kecepatan torak rata-rata per diameter (C_m/D) dengan pertandingan kompresi (r), mesin kendaraan darat empat langkah.

Gb. 20d Hubungan antara daya spesifik ($N_e/z.V_L$) dan kecepatan torak rata-rata per diameter (C_m/D) dengan pertandingan kompresi (r), mesin kendaraan darat dua langkah (Otto).

5 Sistem pelumasan

5.1 Pendahuluan

Apabila terjadi gerakan relatif antara dua benda yang bersentuhan, terjadilah gesekan antara kedua benda itu. Gesekan (mekanik) tersebut terutama disebabkan oleh permukaan benda yang kasap tetapi mungkin juga oleh adhesi antara kedua permukaan atau oleh reaksi kimia yang terjadi pada permukaan itu. Gesekan terjadi pada motor bakar, misalnya antara poros dan bantalan, antara (cincin) torak dan dinding silinder, antara roda gigi dan sebagainya. Untuk mengatasi gesekan itu, agar benda yang bersentuhan bisa digerakkan, diperlukan gaya. Karena itu besarnya gesekan harus dibatasi agar daya mesin tidak banyak yang hilang pada bantalan, roda gigi, dan sebagainya (perhatikan definisi η_m, hal. 33). Selain itu gesekan mengauskan permukaan sedangkan kerusakan selanjutnya dipercepat oleh panas yang terjadi karena gesekan itu.

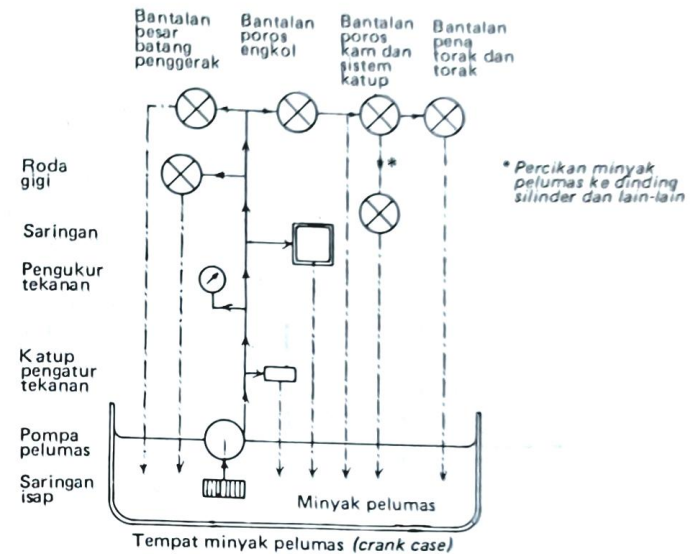
Besarnya gesekan dapat dikurangi dengan menggunakan *pelumas* yang fungsinya memisahkan dua permukaan yang bersentuhan. Akan tetapi di dalam kenyataannya tidak ada gerakan tanpa gesekan karena tidaklah mudah untuk memperoleh pemisahan yang sempurna. Lagi pula gesekan terjadi juga pada permukaan yang dilumasi itu yang disebabkan oleh adanya tegangan geser pada pelumas sendiri.

Pada umumnya motor bakar torak menggunakan pelumas cair yang dinamai *minyak pelumas*. Selain mudah disalurkan minyak pelumas itu berfungsi juga sebagai fluida pendingin, pembersih, dan penyekat.

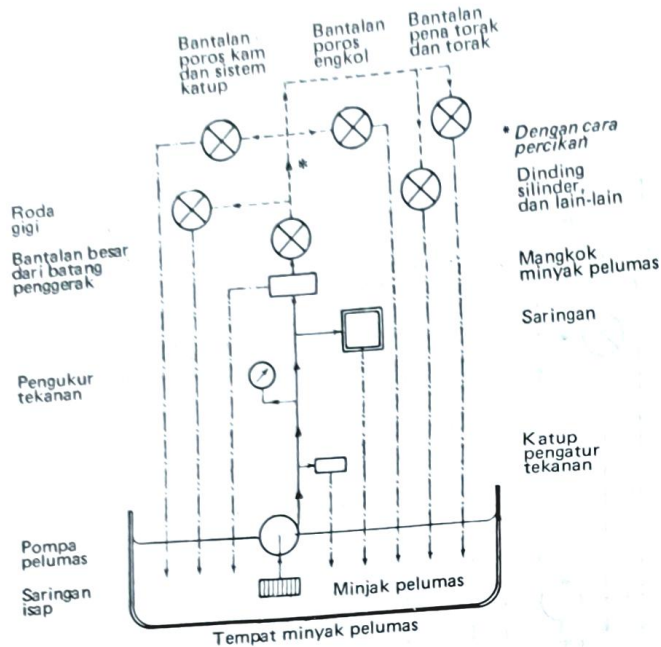
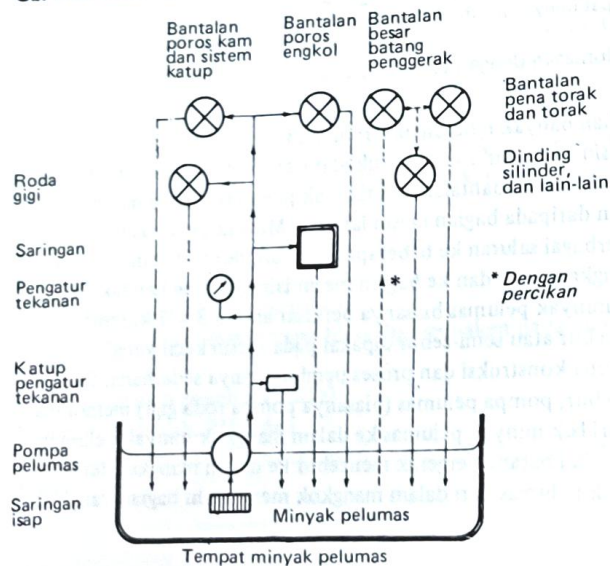
5.2 Beberapa sistem pelumasan

Beberapa sistem pelumasan yang biasa dipergunakan pada motor bakar torak ialah

1 sistem tekanan penuh (Gb. 21a);
2 sistem cebur (Gb. 21b); dan
3 sistem gabungan atau semi-cebur (Gb. 21c), yaitu gabungan 1 dan 2 tersebut di atas.

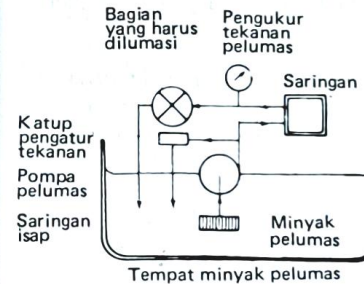
Minyak pelumas harus dapat mencapai seluruh bagian yang hendak dilumasi serta harus dapat memenuhi tugasnya dengan baik. Sistem pelumasan yang mana yang akan dipakai bergantung pada konstruksi mesin dan kebutuhan akan pelumasan.

Gb. 21a Sistem pelumasan dengan tekanan penuh

Di samping itu pilihan banyak pula dipengaruhi oleh selera perancangnya. Pada umumnya mesin besar dan mesin untuk alat transportasi mempergunakan sistem tekanan penuh karena bantalan dan minyak pelumas berada dalam keadaan lebih dingin daripada bagian mesin lainnya. Minyak pelumas itu dialirkan melalui berbagai saluran ke beberapa bantalan, poros, batang penggerak, pipa di dalam kerangka mesin, dan ke bagian mesin lainnya yang hendak dilumasi. Tekanan minyak pelumas biasanya berkisar antara 3 – 7 kg/cm^2.

Sistem pelumasan cebur atau semi-cebur dipakai pada mesin kecil yang berdaya rendah karena konstruksi dan proses pembuatannya sederhana. Dalam sistem pelumasan cebur, pompa pelumas (biasanya pompa roda gigi) memompa minyak pelumas dari bak minyak pelumas ke dalam mangkok minyak pelumas. Pada setiap kali pangkal batang bergerak mencebur ke dalam mangkok tersebut, memerciklah minyak pelumas dari dalam mangkok membasahi bagian yang harus dilumasi.

Gb. 21b Sistem pelumasan cebur

Gb 21c Sistem pelumasan sistem semi-cebur; gabungan antara (a) dan (b)

5.3 Fluida pendingin, pembersih, dan penyekat

Selama mesin bekerja, bagian mesin akan menjadi panas.
Karena minyak pelumas lebih rendah temperatumya, di samping melumasi ia juga berfungsi sebagai fluida pendingin; menyerap panas dari bagian mesin tadi, sehingga temperaturnya naik. Karena itu, setelah masuk kembali ke dalam bak minyak pelumas, minyak pelumas itu harus didinginkan dahulu sebelum dialirkan ke seluruh bagian mesin; maksudnya, agar sifat pelumasannya tetap baik.
Pada mesin yang besar seringkali disediakan alat pendingin yang khusus untuk keperluan tersebut *('oil cooler')*.

Minyak pelumas juga berfungsi membersihkan kotoran yang timbul selama mesin itu bekerja. Kerak yang terjadi karena sebagian minyak pelumas yang terbakar serta serpih logam dari bantalan yang aus, dapat mengakibatkan keausan atau kerusakan lebih lanjut, atau menyumbat saluran minyak pelumas. Sambil membawa kotoran tersebut, minyak pelumas mengalir kembali ke dalam bak minyak pelumas. Setelah melalui penyaringan, dalam keadaan bersih, minyak pelumas dialirkan kembali ke bagian mesin yang harus dilumasi.
Gb. 21 menunjukkan sistem pelumasan dengan penyaringan simpangan.

Gb. 22 Sistem pelumasan dengan penyaringan-penuh

Sebagian dari minyak pelumas yang mengalir dari pompa disalurkan ke dalam saringan tersebut kemudian dialirkan kembali ke dalam bak minyak pelumas.
Selain penyaringan simpangan, ada juga sistem penyaringan penuh (Gb. 22) yang banyak dipergunakan pada mesin kendaraan. Pembersihan minyak pelumas pada sistem ini dapat berjalan baik jika saringan mempunyai lubang yang lebih besar dari biasanya, atau sering diganti. Dengan demikian tidak diperlukan pompa yang bertekanan terlalu tinggi. Bahan saringan biasanya kain katun, kertas, atau selulosa.
Minyak pelumas juga membantu cincin torak mencegah merembesnya gas pembakaran ke luar. Dalam praktek, misalnya, kita melihat mesin yang dinding silindernya sudah aus atau tua diberi minyak pelumas yang lebih kental. Namun harus dicegah agar minyak pelumas jangan masuk ke dalam ruang bakar. Oleh karena itu hendaknya dijaga jangan sampai minyak pelumas membasahi dinding silinder secara berlebih-lebihan. Terlalu banyak minyak pelumas yang masuk ke dalam ruang bakar merupakan suatu kerugian

karena minyak pelumas bukanlah *bahan bakar*. Di samping itu minyak pelumas yang terbakar akan meninggalkan kerak, terutama pada alur cincin torak yang bisa mengakibatkan cincin torak melekat pada alurnya.
Untuk membatasi masuknya minyak pelumas ke dalam ruang bakar, torak itu dilengkapi dengan cincin minyak. Minyak pelumas yang hilang karena terbakar atau menguap kira-kira 0,5 gram/PS jam. Mengingat minyak pelumas itu penting peranannya, haruslah dijaga agar selalu dalam keadaan baik. Secara periodik minyak pelumas harus diganti karena setelah beberapa lama dipakai akan kehilangan sifatnya yang diperlukan.

Cepat-lambatnya penggantian itu tergantung pada jenis pemakaian mesin dan kualitas minyak pelumas itu sendiri.

Secara umum dapat dikatakan, minyak pelumas perlu diganti setiap 30 – 60 hari, atau tidak lebih dari jarak 3000 km, untuk mencegah keausan mesin yang terlalu cepat.

5.4 Beberapa sifat penting minyak pelumas

Beberapa sifat minyak pelumas di bawah ini perlu diperhatikan jika diinginkan minyak pelumas memenuhi fungsinya, khusus pada motor bakar torak.

1 Kekentalan Kekentalan minyak pelumas harus sesuai dengan fungsi minyak itu untuk mencegah keausan permukaan bagian yang bergesekan, terutama pada beban yang besar dan pada putaran rendah. Minyak pelumas yang terlalu kental sukar mengalir melalui salurannya, di samping menyebabkan kerugian daya mesin yang terlalu besar.
Biasanya kekentalan minyak pelumas diuji pada temperatur 210° F dan dinyatakan dengan bilangan SAE; misalnya SAE 30; SAE 40, SAE 50, dan seterusnya. Makin kental makin tinggi bilangan itu. Ada kalanya pengujian tersebut dilakukan pada temperatur 0° F; untuk membedakannya, di belakang bilangan SAE tadi ditambahkan huruf w, misalnya, SAE 20 w.

2 Indeks kekentalan Kekentalan minyak pelumas itu berubah-rubah menurut perubahan temperatur. Dengan sendirinya minyak pelumas yang baik tidak terlalu peka terhadap perubahan temperatur, sehingga dapat berfungsi sebagaimana mestinya, baik dalam keadaan dingin, pada waktu mesin mulai berputar *(start)* maupun pada temperatur kerja.

Untuk mengukur perubahan kekentalan tersebut dipakai *indeks kekentalan* yang diperoleh dengan cara sebagai berikut. Minyak pelumas didinginkan dari 210° F sampai 100° F lalu perubahan kekentalannya dicatat. Sebagai bahan bandingan diambil perubahan (dalam proses yang sama) yang terjadi pada minyak pelumas

dasar-parafin yang kekentalannya tidak peka terhadap perubahan temperatur dan minyak pelumas dasar-naftenik yang kekentalannya peka terhadap perubahan temperatur. Apabila perubahan kekentalannya sama seperti pada minyak pelumas dasar-parafin, indeks kekentalannya adalah 100; jika sama seperti minyak pelumas dasar-naftenik, indeks kekentalannya 0. Dengan memasukkan zat tambahan ke dalam minyak pelumas, dapatlah diperoleh indeks kekentalan yang lebih besar dari 100.

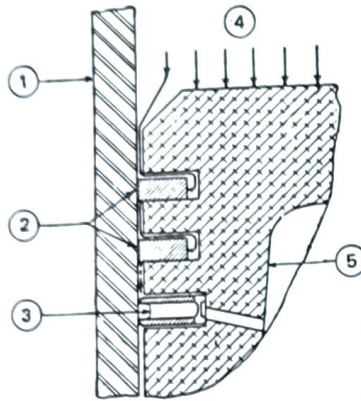
3 Titik tuang Pada temperatur tertentu, yang disebut *titik tuang*, minyak pelumas akan membentuk jaringan kristal yang menyebabkan minyak itu sukar mengalir. Karena itu sebaiknya dipergunakan minyak pelumas dengan titik tuang yang serendah-rendahnya untuk menjamin agar minyak pelumas dapat mengalir dengan lancar ke dalam pompa dan salurannya pada setiap keadaan operasi.

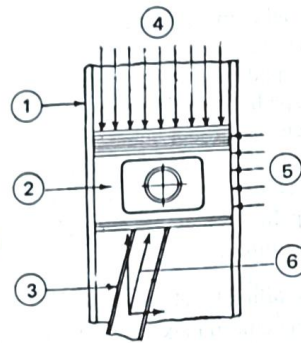
4 Stabilitas Beberapa minyak pelumas pada temperatur tinggi akan berubah susunan kimianya sehingga terjadilah endapan yang mengakibatkan cincin torak melekat pada alurnya.
Dalam beberapa hal minyak pelumas dapat membentuk lumpur apabila bercampur dengan air dan beberapa komponen hasil pembakaran. Selain itu lumpur tersebut akan mengubah kekentalan dan menutup saluran minyak. Karena itu bak minyak pelumas haruslah mendapat ventilasi yang cukup baik agar minyak pelumas atau gas pembakaran dapat keluar dengan leluasa dari bak minyak pelumas.

5 Kelumasan Minyak pelumas harus memiliki kelumasan, atau sifat melumasi, yang cukup baik, yaitu dapat membasahi permukaan logam. Hal ini berarti bahwa dalam segala keadaan selalu akan terdapat lapisan minyak pelumas pada permukaan bagian mesin yang bersentuhan. Sifat ini sangat penting untuk melindungi permukaan bagian tersebut, misalnya pada waktu start, yaitu pada saat minyak pelumas belum cukup banyak atau pompa minyak pelumas belum bekerja sebagaimana mestinya.

5.5 Gesekan torak dan bantalan

Pelumasan pada sela antara torak dan dinding silinder tidak akan dapat memuaskan. Boleh dikatakan bahwa kira-kira 30% dari kerugian gesekan sebuah motor torak terjadi karena gesekan antara torak dan dinding silinder. Hal tersebut disebabkan karena cincin torak harus merapat pada dinding silinder untuk mencegah perembesan gas dari ruang bakar ke ruang engkol (maksimum 1%). Sebagai akibatnya lapisan minyak yang menyisip di antara torak dan dinding silinder itu terhimpit menjadi tipis sekali.
Selain itu harus pula dijaga. agar minyak pelumas tidak masuk ke dalam ruang bakar. Hal ini mungkin karena gas pembakaran dapat masuk ke dalam alur cincin torak,

yang kemudian mendesak cincin torak merapat ke dinding silinder menghalangi masuknya pelumas ke dalam ruang bakar (Gb. 23). Jadi tekanan cincin torak pada dinding silinder bertambah besar menurut besarnya tekanan gas di dalam silinder (ruang bakar). Selain itu gaya gas yang bekerja di atas kepala torak diimbangi oleh gaya penggerak seperti terlihat pada Gb. 24. Karena dalam kebanyakan waktu kerja mesin batang penggerak ada pada kedudukan membentuk sudut dengan garis sumbu silinder, akan terjadi gaya samping pada dinding silinder. Makin besar tekanan gas di dalam silinder, gaya samping itupun bertambah besar sehingga mempertipis lapisan minyak pelumas dalam sela antara cincin torak dan dinding silinder tadi.

Gb. 23 Tekanan gas pembakaran pada cincin-cincin torak

1 Dinding silinder; 2 Cincin kompresi; 3 Cincin minyak; 4 *Tekanan gas;* 5 Torak

Gb. 24 Gaya samping pada torak karena tekanan gas di dalam ruang bakar

1 Silinder; 2 Torak; 3 Batang penggerak; 4 *Tekanan gas;* 5 Gaya samping; 6 Reaksi dari batang penggerak

Terutama di bagian kepala torak, minyak pelumas juga akan menipis, karena sebagian lapisan pelumas itu terbakar. Semua hal itu akan memperbesar gesekan torak dengan dinding silinder . Jadi, gesekan itu tergolong jenis *gesekan Coulomb.* Koefisien gesekannya terutama bergantung pada jenis logam dan kelicinan permukaan bagian yang bergesekan.
Berbeda dengan keadaan tersebut di atas, lapisan minyak pelumas di antara torak dan dinding silinder di sekitar TMB masih cukup tebal karena temperaturnya relatif lebih rendah. Karena itu hambatan yang terjadi di sini tidak disebabkan oleh gesekan permukaan bagian yang kasap melainkan oleh gesekan lapis minyak pelumas. Gaya geseknya adalah

$$F = \frac{\mu A u}{h} \qquad (26)$$

di mana,

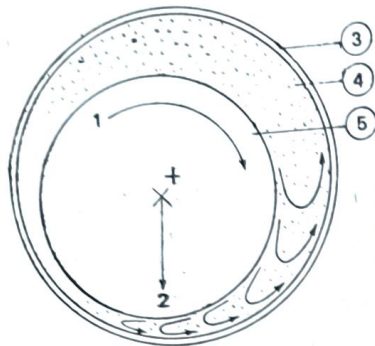
μ = kekentalan absolut minyak pelumas
A = luas bidang permukaan lapisan minyak pelumas yang saling bergesekan
u = kecepatan geseran
h = tebal lapisan minyak pelumas

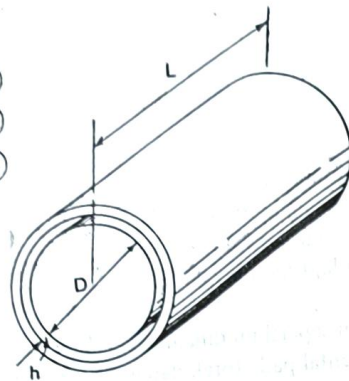
Pergesekan seperti ini dinamai *gesekan kental.* Dari persamaan (26) ternyata gesekan kental pada torak dapat diperkecil jika luas permukaan dinding torak diperkecil dan mempergunakan minyak pelumas yang lebih encer.
Sebaliknya. gaya gesek akan bertambah besar sejalan dengan naiknya kecepatan sedangkan tebal lapisan minyak pelumas, h, sudah tak perlu dipersoalkan lagi karena harus diusahakan sekecil-kecilnya. Bolehlah dikatakan, berdasarkan eksperimen, besarnya gesekan torak lebih banyak dipengaruhi oleh kecepatan torak daripada oleh tekanan gas pembakaran atau tekanan efektif rata-ratanya.
Gesekan kental pada umumnya terjadi antara poros dengan bantalannya. Pada waktu poros berputar, sebagian minyak pelumas yang melekat pada permukaan poros terbawa berputar. Apabila kemudian sela di bawah poros menyempit menjadi lebih kecil daripada sela tempat minyak pelumas memasuki ruang bantalan, minyak pelumas yang terbawa berputar itu akan mengalami hambatan. Akibatnya, sebagian akan mengalir kembali menimbulkan tekanan hidrodinamik di dalam lapisan minyak pelumas.
Tekanan ini cukup kuat untuk mengangkat poros hingga tidak menyentuh permukaan bantalan (Gb. 25). Untuk menentukan kerugian gesek pada *bantalan luncur,* perhatikan Gb. 25 dan 26. Dengan memasukkan $A = \pi Dl$, $u = \pi Dn$, dan $h = c/2$ ke dalam persamaan (26) akan diperoleh

$$F = \frac{\mu \times \pi DL \times \pi Dn}{c/2}$$

$$= \frac{2\pi^2 \mu D^2 Ln}{c}$$

di mana,

n = kecepatan putar poros
c = selisih antara diameter bantalan dengan diameter poros (sangat kecil)
D = diameter poros.

Gb. 25 Aliran minyak pelumas di dalam bantalan luncur

1 *Arah putaran;* 2 Beban; 3 Bantalan; 4 Pelumas; 5 Poros

Gb. 26 Sebuah bantalan luncur

Kerugian daya karena gesekan adalah

$$Fu = \frac{2\pi^3 \mu D^3 Ln^2}{c} \tag{27}$$

Persamaan (27) menyatakan kerugian daya gesek itu bergantung pada kekentalan minyak pelumas, kecepatan poros, dan ukuran poros tetapi tidak bergantung pada beban poros.

Koefisien gesekan adalah

$$f = \frac{F}{W} = \frac{2\pi^2 \mu D^2 Ln}{c} \times \frac{1}{PLD} \tag{28}$$

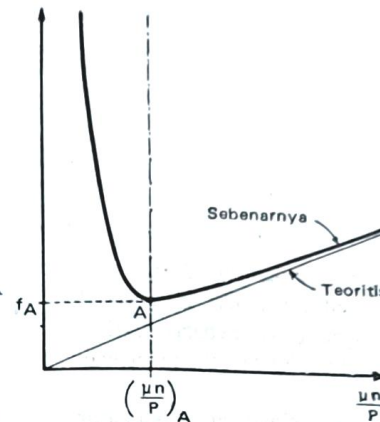
$$= (2\pi^2 D/c)(\mu n/P)$$

di mana.

W = besarnya beban poros

P = tekanan pada permukaan bantalan (karena gaya enersia dan gas pembakaran).

Dari persamaan (28) dapatlah dibuat grafik yang menyatakan hubungan antara f *vs* (μn/P) seperti terlihat pada Gb. 27.

Ternyata ada penyimpangan bentuk grafik secara teori.

Gb. 27 Gesekan pada bantalan luncur

Pada harga (μn/P) yang rendah, tekanan hidrodinamik tidak dapat mengimbangi beban poros sehingga poros akan jatuh pada bantalannya. Karena itu koefisien gesekannya menjadi jauh lebih besar daripada yang diperoleh menurut perhitungan secara teori.

Pada kenyataanya grafik f *vs* (μn/P) menunjukkan adanya titik minimum (A). Sebagai fluida pendingin, minyak pelumas akan naik temperaturnya sehingga kekentalannya berkurang. Pengurangan kekentalan menyebabkan f naik dan kenaikan tersebut akan menambah besar gaya gesek. Pada gilirannya penambahan gaya gesek akan menaikkan temperatur minyak pelumas.

Demikianlah selanjutnya kenaikan temperatur tersebut menyebabkan kekentalan minyak pelumas berkurang dan seterusnya. Karena itulah daerah di sebelah kiri titik A disebut *daerah takstabil.* Untuk daerah di sebelah kanan titik A, yaitu *daerah stabil,* mengecilnya (μn/P) berarti turunnya f sehingga gaya gesek juga berkurang. Dengan demikian minyak pelumas mempunyai kesempatan menjadi dingin kembali sehingga kekentalannya juga sempat pulih kembali pada kekentalan semula.

Jadi, hendaklah kita bekerja di *daerah stabil* tetapi jangan terlalu jauh dari titik A, $f = (\mu n/P)_A$, agar kerugian gesek tidak terlalu besar.

Memilih jenis minyak pelumas sangatlah penting. Mesin yang lebih besar pada umumnya memakai minyak pelumas yang lebih kental. Dapat dikatakan kerugian gesekan (mekanis) sebagian besar disebabkan oleh gesekan torak dengan dinding silinder. Kerugian ini bertambah pula karena keausan tak mungkin dapat dihindari.

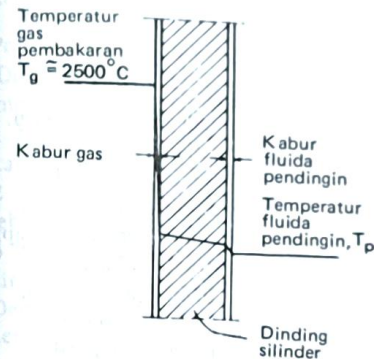
6 Sistem pendinginan

6.1 Pendahuluan

Gas pembakaran di dalam silinder dapat mencapai temperatur ± 2500° C. Karena proses itu terjadi berulang-ulang maka dinding silinder, kepala silinder, torak, katup dan beberapa bagian yang lain menjadi panas. Sebagian dari minyak pelumas, terutama yang membasahi dinding silinder, akan menguap dan akhirnya terbakar bersama-sama bahan bakar.
Karena itu perlulah bagian tersebut mendapat pendinginan yang cukup agar temperaturnya tetap berada dalam batas yang diperbolehkan, yaitu sesuai dengan kekuatan material dan kondisi operasi yang baik. Kekuatan material akan menurun sejalan dengan naiknya temperatur.
Proses pendinginan memerlukan fluida pendingin yang dialirkan ke bagian mesin di luar silinder. Motor Diesel yang besar memakai minyak pelumas untuk mendinginkan torak, yaitu dengan cara mengalirkan minyak pelumas melalui saluran di bawah kepala torak. Perpindahan kalor dari gas pembakaran ke fluida pendingin terjadi menurut rumus

$$\dot{Q} = UA\Delta T$$

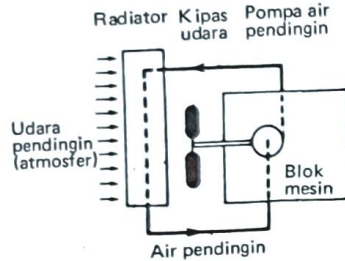
di mana,
$\dot{Q}$ = perpindahan kalor, kcal/jam
U = koefisien perpindahan kalor, kcal/(jam m^2 °C)
A = luas bidang perpindahan kalor, m^2
ΔT = perbedaan temperatur antara gas pembakaran dan fluida pendinginan, °C
$= T_g - T_p$
T_g = temperatur gas pembakaran, °C
T_p = temperatur fluida pendingin, °C

Dipandang dari segi pemanfaatan energi termal gas pembakaran, proses pendinginan itu merupakan kerugian energi. Hanya 25–40% saja dari energi termal tersebut yang dapat diubah menjadi energi mekanik; sebanyak 20–25% diserap oleh fluida pendingin, sedangkan kira-kira 40–50% terbawa ke luar bersama- sama gas buang. Sebagian besar energi termal yang diserap oleh fluida pendingin mengalir melalui kepala silinder dan saluran buang. Hanya sebagian kecil saja yang diserap minyak pelumas. Kerugian energi termal yang terbawa gas buang dapat diperkecil dengan memanfaatkan energi gas buang tersebut; misalnya dipakai menggerakkan *turbo-supercarjer*.
Pada Gb. 28 terlihat pada permukaan-dalam dinding silinder terdapat *kabur gas* dan lapisan minyak pelumas sedangkan pada permukaan-luar terdapat *kabur fluida pendingin* dan kotoran serta kerak yang menempel pada permukaan-luar. Kabur gas itulah yang banyak membantu melindungi permukaan-dalam dinding silinder terhadap panas gas pembakaran.
Temperatur permukaan-dalam tidak boleh melampaui 130 – 190° C. Di atas temperatur itu minyak pelumas yang harus tetap membasahi permukaan-dalam akan menguap sehingga proses pelumasan tidak dapat berjalan dengan baik. Hal itu mengakibatkan cincin torak dan dinding silinder cepat aus.
Tetapi temperatur yang terlalu rendah pun tidak dikehendaki, terutama jika ditinjau dari segi kesempurnaan pembakaran.

Gb. 28 Temperatur dinding silinder

Jelaslah pendinginan itu merupakan suatu kebutuhan. Tetapi pendinginan itu juga merupakan suatu kerugian jika ditinjau dari segi pemanfaatan energi termal. Karena itu energi termal yang diserap dalam proses pendinginan hendaknya sekecil-kecilnya dan supaya diusahakan temperatur dinding silinder yang optimum. Pada persamaan (29) dapat dilihat jumlah kalor yang harus diserap oleh fluida pendingin itu sangat bergantung pada perbedaan temperatur, luas bidang perpindahan kalor, dan koefisien perpindahan kalor. Faktor yang terakhir ini sangat ditentukan oleh material, konstruksi dan kondisi operasi mesin (daya, kecepatan torak, perbandingan kompresi, jenis minyak pelumas, arus fluida pendingin, dan sebagainya).

6.2 Dua sistem pendinginan

Berdasarkan fluida pendinginnya motor bakar itu dapat dibedakan antara
1 motor bakar dengan pendinginan air, dan
2 motor bakar dengan pendinginan udara.
Sudah barang tentu masing-masing mempunyai segi untung-ruginya yang khas. Kedua jenis pendinginan itu disesuaikan dengan tujuan penggunaan motor bakar. Akan tetapi dalam banyak hal sangat dipengaruhi oleh satu atau beberapa aspek yang hendak ditonjolkan oleh pabrik yang membuat motor

bakar. Antara lain aspek konstruksi, perlengkapan, ukuran, berat, pemakaian, prestasi, perawatan, dan harga.
Pada motor bakar dengan pendinginan air, air pendingin dialirkan melalui dan menyelubungi dinding silinder, kepala silinder serta bagian lain yang perlu didinginkan. Air pendingin akan menyerap kalor dari semua bagian tersebut kemudian mengalir meninggalkan blok mesin menuju radiator atau alat pendingin yang menurunkan kembali temperaturnya.
Diagram sirkulasi air pendingin dapat dilihat pada Gb. 29.

Gb. 29 Diagram sirkulasi air pendingin dari motor bakar torak dengan pendinginan air

Banyak cara yang dapat dipakai untuk mendinginkan kembali air pendingin itu. Pada mesin untuk kendaraan biasanya dipakai radiator. Air panas yang keluar dari mesin disalurkan melalui pipa-pipa vertikal di dalam radiator yang dilengkapi dilengkapi dengan sirip pendingin untuk memperluas bidang perpindahan kalor. Oleh kipas udara, yang terdapat di belakang radiator, atau oleh gerak laju kendaraan, udara atmosfer dipaksa melewati sirip radiator tadi dan menyerap kalor yang dilepaskan oleh air pendinginan kepada dinding radiator. Jadi, air pendingin tidak berhubungan langsung dengan udara atmosfer. Karena itu sistem pendinginan ini dinamai *sistem pendinginan tertutup.*
Proses pendinginan pada mesin dengan pendinginan air biasanya mudah diperbesar dengan jalan mempercepat arus air pendingin dan usaha lain yang memperbesar koefisien perpindahan kalor. Untuk unit stasioner, terutama mesin stasioner berdaya tinggi, sebagai pengganti radiator dapat dipakai menara pendingin, atau kolam pendingin. Di dalam menara atau kolam pendingin itu, air pendingin didinginkan secara langsung karena air panas itu langsung bersentuhan dengan udara atmosfer. Dengan sendirinya air harus mengalir dan hal tersebut dapat dilaksanakan dengan menggunakan pompa sirkulasi air pendingin, biasanya jenis pompa sentrifugal. Sistem pendingin langsung seperti ini dinamai *sistem pendinginan terbuka.*

Motor bakar dengan pendinginan udara termasuk golongan *sistem pendinginan terbuka* juga. Konstruksi dan jumlah sirip pendingin bergantung pada laju perpindahan kalor yang diinginkan, yaitu kecepatan perpindahan kalor dari dinding silinder kepada udara atmosfer sebagai udara pendingin. Udara pendingin tersebut dialirkan oleh kipas udara ke dalam beberapa saluran demikian rupa

sehingga perpindahan kalor dari setiap silinder *sama besarnya.*
Kecepatan arus udara pendingin biasanya berkisar empat sampai delapan kali kecepatan arus air pendingin pada mesin dengan pendinginan air.
Motor bakar torak berdaya rendah dengan pendinginan udara untuk speda motor pada umumnya tidak menggunakan kipas udara. Dalam hal ini aliran udara pendingin sangat bergantung pada kecepatan arus udara; jadi, pada kecepatan laju speda motor yang bersangkutan.

Perbandingan untung-rugi

Di bawah kita bandingkan untung rugi mesin dengan pendinginan udara dan mesin dengan pendinginan air.
1 Mesin dengan pendinginan udara tidak memerlukan air sebagai fluida pendingin; karena itu tidak memerlukan pompa sirkulasi dan radiator.
2 Berat mesin dengan pendinginan udara (untuk daya yang sama) biasanya lebih ringan.
3 Temperatur udara atmosfer jarang melampaui 38° C sedangkan temperatur air pendingin yang keluar dari blok mesin biasanya berkisar antara 70 – 80°C. Dengan demikian pada mesin dengan pendinginan udara terdapat perbedaan temperatur yang lebih besar antara udara atmosfer dan dinding silinder sehingga proses pendinginannya lebih efektif, terutama pada hari yang sangat panas.
4 Pada kondisi operasi yang sama mesin dengan pendinginan udara pada umumnya bekerja dengan katup, lubang, dan saluran pembuangan serta busi yang lebih panas.
5 Untuk mengatasi kerumitan proses pendinginan pada mesin dengan diameter silinder yang besar (misalnya lebih dari 150 mm) biasanya dipergunakan sistem pendinginan air.
6 Sistem pendingin udara sangat cocok untuk mesin kecil bersilinder satu atau dua saja. Sirip dapat dibuat lebih leluasa berdasarkan ruang mesin yang tersedia, terutama jika penggunaan radiator dipandang tidak menguntungkan. Itulah sebabnya sistem pendinginan udara banyak dipakai pada mesin stasioner dan portabel, mesin untuk speda motor, dan mesin dengan konstruksi *silinder berhadapan.*
7 Untuk mesin dengan konstruksi *satu baris* atau V dengan jumlah silinder lebih dari empat, untung rugi mesin dengan pendinginan udara, dan mesin dengan pendinginan air itu adalah:
a Berat mesin secara keseluruhan, termasuk sistem pendinginannya, kira-kira sama jika kedua jenis mesin itu mempergunakan silinder dan ruang engkol dari aluminium. Tentu saja mesin dengan pendinginan air akan lebih berat jika balok mesin dibuat dari besi tuang sedangkan balok mesin dengan pendinginan udara dibuat dari aluminium.
b Mesin dengan pendinginan udara berukuran lebih panjang karena jarak

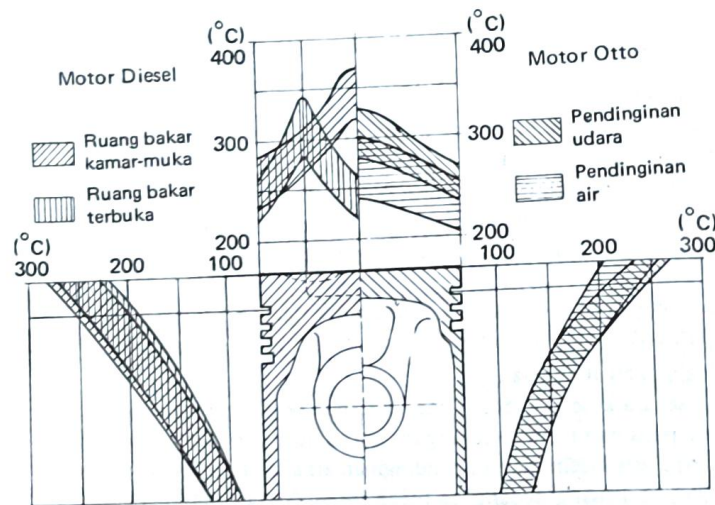
sumbu silindernya harus dibuat lebih panjang agar sirip pendingin bisa dipasang sebaik-baiknya.

c Mesin dengan pendingin air yang konvensional *(enbloc design)* bisa lebih murah daripada mesin dengan pendinginan udara yang mempunyai konstruksi silinder terpisah, sistem kipas udara, dan saluran udara pendingin yang semuanya harus dirancang dan dibuat lebih teliti.

d Bunyi mesin dengan pendinginan udara lebih keras dan berisik karena udara tidak memiliki sifat meredam bunyi sebaik air, disamping kecepatan arusnya yang lebih tinggi.

e Dahulu kerugian utama motor dengan pendinginan air disebabkan oleh seringnya terjadi kebocoran, korosi, kerusakan pada pompa, dan perapatannya serta penguapan air pendingin. Akan tetapi sekarang kelemahan tersebut berangsur-angsur dapat diatasi dengan menggunakan konstruksi dan material yang lebih baik.

f Untuk keperluan militer rupanya mesin dengan pendinginan udara lebih disukai. Mesin itu tidak terlalu lemah terhadap, atau tidak terganggu oleh peluru atau pecahan logam; lebih leluasa terhadap temperatur udara atmosfer dan tidak bergantung kepada persediaan air.

Temperatur torak bergantung dari proses pembakaran, beban kalor, konstruksi torak dan material yang digunakan. Keadaan tersebut dapat dilihat pada Gb. 29a.

Gb. 29a Diagram temperatur torak motor Diesel dan motor Otto

7 Motor bensin

7.1 Pendahuluan

Motor bensin yang menggerakkan mobil penumpang, truk, sepeda motor, skuter, dan jenis kendaraan lain dewasa ini merupakan perkembangan dan perbaikan mesin yang sejak semula dikenal sebagai motor Otto. Motor tersebut dilengkapi dengan busi dan karburator. Busi menghasilkan loncatan api listrik yang menyalakan campuran bahan bakar dan udara segar, karena itu motor bensin cenderung dinamai *Spark Ignition Engine.*

Karburator ialah tempat pencampuran bahan bakar dengan udara. Pencampuran tersebut terjadi karena bahan bakar terisap masuk atau disemprotkan ke dalam arus udara segar yang masuk ke dalam karburator.

Campuran bahan bakar dan udara segar yang terjadi itu sangat mudah terbakar. Campuran tersebut kemudian masuk ke dalam silinder yang dinyalakan oleh loncatan api listrik dari busi, menjelang akhir langkah kompresi.

Pembakaran bahan bakar - udara ini menyebabkan mesin menghasilkan daya.

Di dalam siklus Otto (ideal) pembakaran tersebut dimisalkan sebagai pemasukan panas pada volume konstan.

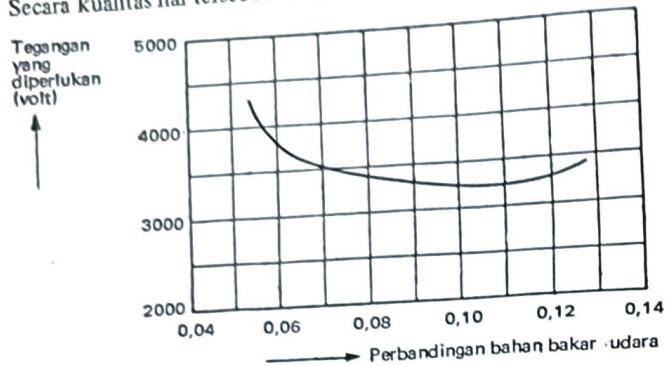
7.2 Sistem penyalaan

Untuk membangkitkan loncatan listrik antara kedua elektrode busi diperlukan perbedaan tegangan yang cukup besar.

Besarnya tergantung pada beberapa faktor berikut:

1 perbandingan campuran bahan bakar - udara;
2 kepadatan campuran bahan bakar - udara;
3 jarak antara kedua elektrode serta bentuk elektrode;
4 jumlah molekul campuran yang terdapat di antara kedua elektrode; dan
5 temperatur campuran dan kondisi operasi yang lain.

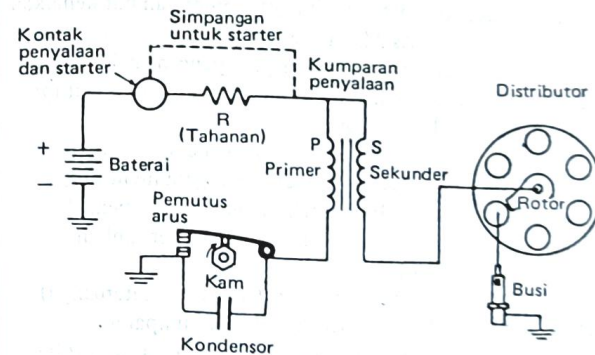
Perbandingan campuran bahan bakar - udara dapat berkisar antara 0,06 – 0,12.
Untuk menyalakan campuran bahan bakar - udara yang miskin diperlukan perbedaan tegangan yang relatif lebih besar daripada untuk campuran yang kaya.

Pustaka 1 menunjukkan hubungan antara tegangan yang diperlukan dengan perbandingan campuran bahan bakar - udara.
Secara kualitas hal tersebut dilukiskan seperti pada Gb. 30.

Gb. 30 Hubungan antara perbandingan bahan bakar - udara dengan tegangan yang diperlukan oleh busi

Sistem penyalaan pada kebanyakan kendaraan bermotor Otto dapat memberikan energi penyalaan sebesar 20 mJ.

Pada umumnya disediakan tegangan yang lebih besar untuk menjamin agar selalu terjadi loncatan api listrik di dalam segala keadaan; misalnya, antara 10.000–20.000 volt. Hal ini mengingat juga akan kondisi operasi yang dapat berubah sebagai akibat keausan mesin yang tidak dapat dihindari. Makin padat campuran bahan bakar - udara makin tinggi tegangan yang diperlukan untuk jarak elektrode yang sama. Karena itu diperlukan tegangan yang lebih tinggi bagi motor dengan perbandingan kompresi yang lebih besar. Terutama apabila tekanan campuran yang masuk silinder itu tinggi dan loncatan listrik ditentukan pada waktu torak berada lebih dekat pada TMA.
Makin besar jarak elektrode busi makin besar pula perbedaan tegangan yang diperlukan untuk memperoleh intensitas api listrik yang sama.
Jumlah minimum molekul yang harus ada di antara kedua elektrode pada waktu terjadi loncatan listrik sangat menentukan apakah penyalaan dapat berlangsung sebaik-baiknya.
Karena jumlah molekul banyak bergantung pada perbandingan campuran, jumlah gas sisa, temperatur, dan kondisi operasi yang lain, jelas jumlah tersebut dapat berubah-ubah. Dengan memperbesar jarak elektrode kita harapkan jumlah minimum itu dapat dicapai walaupun keadaan operasinya berubah-ubah.
Akan tetapi, jarak elektrode juga menentukan besarnya tegangan. Dan

tegangan yang terlalu tinggi tidak menguntungkan. Tegangan yang tinggi memerlukan kabel listrik yang diisolasi secara cermat sehingga harganya menjadi lebih mahal.
Intensitas loncatan api listrik juga ditentukan oleh jarak antara kedua elektrode busi. Jarak elektrode yang optimum adalah antara 0,6 – 0,8 mm.
Selain itu penentuan tempat busi di dalam ruang bakar juga penting. Loncatan api listrik tidak boleh terjadi di tempat lain kecuali di antara kedua elektrode busi. Supaya selalu terdapat campuran bahan bakar - udara yang mudah terbakar di antara kedua elektrode, tempat yang terbaik untuk busi ialah dekat kepada katup isap. Akan tetapi ditinjau dari kemungkinan terjadinya detonasi, sebaiknya busi ditempatkan pada bagian yang terpanas, misalnya dekat kepada katup buang. Hasil kompromi kedua pertimbangan itu menentukan tempat busi dalam ruang bakar.

Sistem Konvensional. Gb. 31 menunjukkan skema sistem penyalaan yang konvensional. Sistem ini terdiri dari sebuah baterai sebagai sumber energi listrik, kontak penyalaan, kumparan penyalaan, tahanan (tidak selalu diperlukan), distributor (di dalamnya terdapat pemutus arus, kam, kondensor, rotor, dan alat pengatur saat penyalaan), busi, serta kabel-kabel tegangan tinggi dan rendah.

Gb. 31 Sistem penyalaan baterai

Kumparan penyalaan terdiri dari dua bagian yaitu kumparan primer dan kumparan sekunder. Kumparan primer mengandung kurang lebih 100 sampai 180 lilitan (N_P) kawat tembaga halus; kumparan sekunder mengandung kurang lebih 18.000 lilitan (N_S) kawat tembaga yang berdiameter lebih kecil.
Pada umumnya N_S/N_P berkisar antara 100 sampai 130 tetapi dapat juga antara 200 – 250 jika dipergunakan transistor sebagai pengganti pemutus

arus (dengan N_P yang lebih kecil).

Tahanan R mengatur arus primer agar jangan naik terlalu tinggi. Adakalanya dipasang tahanan yang peka terhadap perubahan temperatur yaitu yang bertambah besar jika temperatur naik. Gunanya untuk mencegah arus primer yang terlalu besar pada putaran rendah, yaitu pada waktu titik kontak penutup arus menutup dalam waktu yang relatif lama.

R dapat pula diatur jangan sampai terlalu rendah pada temperatur yang sangat rendah karena bisa menyebabkan arus primer menjadi terlalu besar.

Kam yang berputar bersama-sama dengan rotor tugasnya membuka dan menutup pemutus arus. Kecepatan putarannya pada mesin 2-langkah sama dengan kecepatan putaran poros engkol, sedangkan pada mesin 4-langkah sama dengan setengahnya.

Rotor membagi arus dari kumparan sekunder ke setiap busi secara bergilir.

Kondensor mempercepat pemutusan arus primer pada waktu pemutus arus berada dalam keadaan terbuka.

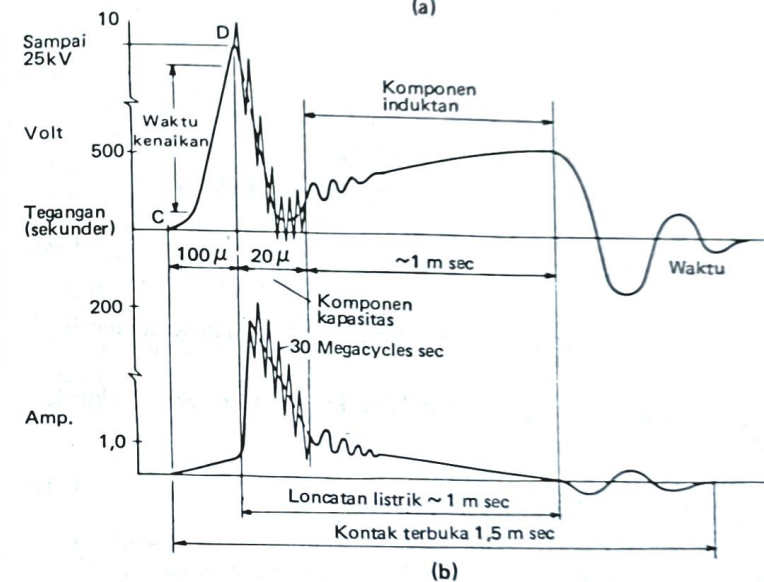
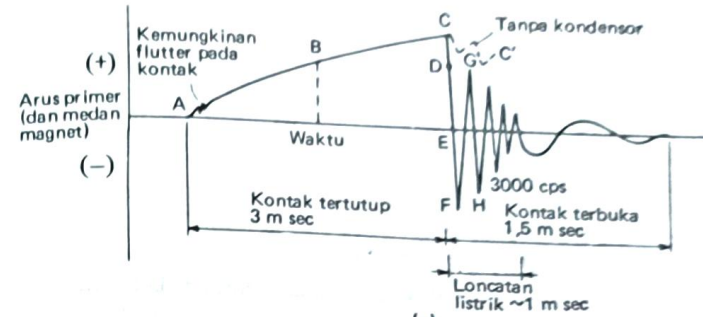
Cara kerja sistem penyalaan itu adalah sebagai berikut (Gb. 31 dan 32). Pada waktu start, kontak penyalaan dalam keadaan tertutup sedangkan kam dan rotor berputar sesuai dengan putaran mesin. Pada waktu pemutus arus menutup, arus listrik dari baterai mengalir melalui kumparan primer P dan membangkitkan medan magnet. Medan magnet ini memotong kumparan primer dan menginduksi *back emf*, yang menentang arus listrik baterai sehingga memperlambat kenaikan kekuatan medan magnet itu sendiri (garis ABC pada Gb. 32a).

Dengan demikian arus primer dan kekuatan medan magnet yang maksimum sangat bergantung pada lamanya pemutus arus berada dalam keadaan tertutup; jadi, bergantung pada kecepatan dan kontur kam.

Pada waktu pemutus arus membuka, maka karena adanya kondensor, arus primer segera akan terputus. Kekuatan medan magnet pun segera menurun, disusul oleh arus primer, yang semula melalui kontak pemutus arus, mengalir menuju kondensor. Dengan demikian muatan listrik kondensor bertambah (CE) tetapi segera menurun kembali (EF).

Terjadilah arus bolak-balik di dalam kumparan primer (CFGH dan seterusnya) yang mengubah energi magnet menjadi energi listrik di dalam kumparan sekunder. Timbul pula tegangan yang sangat tinggi (antara 10.000–20.000 volt) di dalam rangkaian sekunder seperti terlihat pada Gb. 32b.

Sementara pada keadaan seperti di atas, kabel kumparan sekunder oleh rotor disambungkan dengan kabel ke busi.

Seandainya tidak ada kondensor, atau apabila kondensor rusak maka pada waktu pemutus arus terbuka, arus primer tidak dapat diputuskan dengan cepat (Gb. 32a, garis CC').

Gb. 32 Perubahan medan magnet di dalam kumparan penyalaan

Akibatnya loncatan listrik akan terjadi antara kontak pemutus arus; jadi, bukan di antara kedua elektrode busi.

Campuran bahan bakar - udara itupun tidak berhasil dinyalakan.

Dari Pustaka 2 dapat dilihat bahwa hubungan antara arus primer dengan waktu kontak pemutus arus ada dalam keadaan tertutup dapat dinyatakan dengan persamaan

$$I = \frac{V_0}{R}(1 - e^{-Rt/L}) \quad (30)$$

di mana,

I = arus primer, amper

V_0 = tegangan baterai, volt

R = tahanan, ohm

t = waktu kontak pemutus arus ada dalam keadaan tertutup, detik

L = induktansi rangkaian primer, henry

(1 henry = 1 ohm detik = 1 joule/amp^2).

Sedangkan waktu yang diperlukan untuk memuati kondensor pada waktu pemutus arus terbuka adalah

$$\tau_P \cong 1{,}6\ \sqrt{LC}, \text{ detik} \quad (31)$$

di mana,

C = kapasitas kondensor, farad

(1 farad = 1 coulomb/volt = 1 joule/volt^2)

Energi nagnet yang tersimpan di dalam kumparan primer adalah

$$E_P = \frac{1}{2} L_P I_P^2 \text{ , joule} \quad (32)$$

di mana,

L_P = induktansi dari kumparan primer, sebanding dengan kuadrat jumlah lilitannya, henry

Sedangkan energi listrik yang tersimpan dalam kapasitansi rangkaian sekunder adalah

$$E_S = \frac{1}{2} C_S V_S^2 \text{ , joule} \quad (33)$$

Pada waktu pemutus arus terbuka, seluruh energi magnet dalam kumparan primer dapat diubah menjadi energi listrik dalam rangkaian sekunder, hal ini berarti $E_P = E_S$. Dari kesamaan persamaan (32) dan (33) dapatlah diketahui besarnya tegangan maksimum yang timbul dalam rangkaian sekunder.

$$V_{S\ maks.} = I_P \sqrt{L_P/C_S} \text{ , volt} \quad (34)$$

di mana,

C_S = kapasitas seluruh komponen yang ada di dalam rangkaian sekunder dan kabel ke busi; dapat diperkecil dengan memperpendek kabel tersebut.

Tegangan $V_{S\ maks}$ ini akan tercapai dalam waktu

$$\tau_S \simeq 1{,}1 \sqrt{L_S C_S} \text{ , detik} \quad (35)$$

τ_S yang sesingkat-singkatnya lebih dikehendaki tetapi dengan sendirinya waktu loncatan api listrik di antara kedua elektrode busi akan sangat pendek sekali.

Karena itu perlulah dicari harga τ_S yang tepat agar proses penyalaan bahan bakar - udara dapat berlangsung sebaik-baiknya dalam keadaan yang bagaimanapun. Proses membuka dan menutup kontak pemutus adalah proses pukulan yang berlangsung berulang-ulang. Dengan sendirinya kontak itu harus dibuat dari bahan yang kuat dan tahan temperatur tinggi (platina) agar jangan lekas rusak, terutama pada putaran rendah. Jarak antara kedua kontak pemutus arus pada saat terbuka penuh berkisar antara 0,4 – 0,6 mm. Kapasitas kondensor biasanya di antara 0,20 – 0,25 μf.

Arus kumparan primer pada mesin putaran tinggi (dengan jumlah silinder lebih dari satu) dapat diperbesar jika waktu tertutupnya kontak pemutus arus diperpanjang. Misalnya dengan mempergunakan sistem dua kumparan penyalaan dan dua buah pemutus arus. Dapat juga dengan jalan memperbesar tegangan baterai dan tahanan R. Jadi, biasanya baterai bertegangan lebih tinggi diperlukan untuk mesin putaran tinggi (penggantian baterai 6 volt menjadi 12 volt). Alat pengatur saat penyalaan otomatik dipergunakan untuk memperoleh saat penyalaan yang tepat dan teliti pada setiap kecepatan dan keadaan beban.

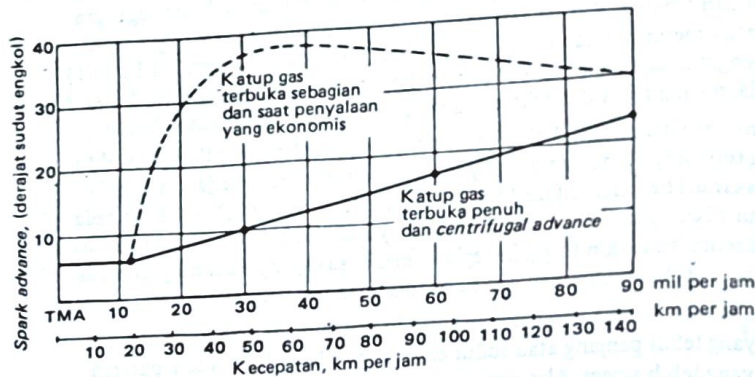
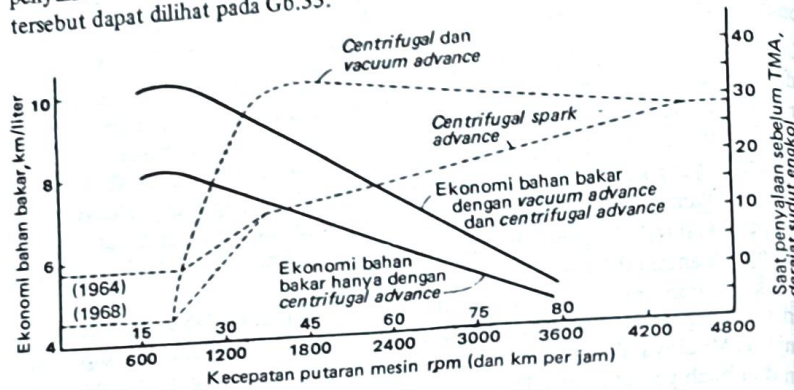
Pada motor Otto, waktu kelambatan penyalaan ('delay period', yaitu waktu antara terjadinya loncatan listrik pada busi dan saat mulai terjadinya nyala pembakaran) berkisar antara 15 – 40 derajat engkol atau 1,7 – 4,5 ms pada putaran 1500 rpm. Waktu kelambatan penyalaan itu boleh dikatakan konstan. Oleh karena itu makin tinggi kecepatan mesin, saat penyalaan itu pun harus diajukan untuk memberikan waktu pembakaran yang sama.

Ini disebabkan karena pembakaran (oleh loncatan listrik) meminta gerakan torak yang lebih panjang atau sudut engkol yang lebih besar pada putaran poros yang lebih tinggi. Alat pengatur saat penyalaan sebagai fungsi kecepatan dinamai *centrifugal-advance.*

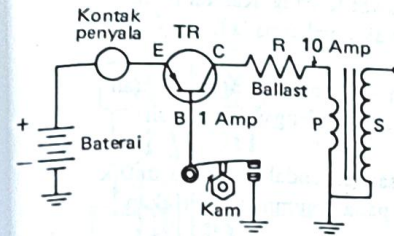
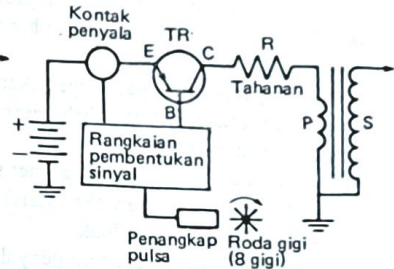
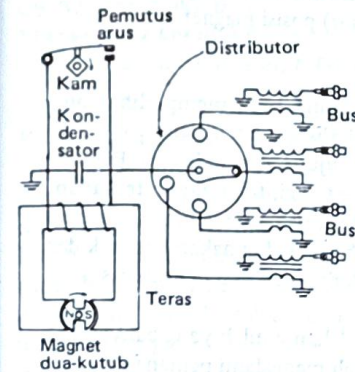
Di samping itu saat penyalaan harus diajukan atau dipercepat apabila mesin bekerja di daerah beban rendah *(part-load operation)*, yaitu keadaan operasi ketika katup gas tidak terbuka penuh atau pada waktu mesin bekerja dengan campuran bahan bakar - udara yang miskin.

Campuran yang miskin tidak cepat terbakar; jadi memerlukan waktu yang lebih lama. Untuk hal ini dipakai alat pengatur saat penyalaan sebagai fungsi tekanan (vakum) saluran isap yang dikenal dengan nama *vacuum advance.*

Untuk memperoleh putaran rendah dalam keadaan tanpa beban, saat penyalaan itu harus diperlambat.

Kedua alat pengatur penyalaan itu umumnya dipergunakan dalam sistem penyalaan motor bensin. Prestasi motor bensin yang menggunakan alat tersebut dapat dilihat pada Gb.33.

Gb. 33 Pengaruh dari *'centrifugal advance'* dan *'vacuum advance'* terhadap prestasi

Untuk memperoleh daya yang maksimum dari suatu operasi hendaknya penyalaan diatur sedemikian rupa sehingga tekanan gas maksimum terjadi pada saat torak berada di sekitar 15 sampai 20 derajat engkol sesudah TMA. Jadi, penyalaan yang baik bergantung pada kecepatan perambatan nyala, jarak perambatan nyala maksimum, dan kecepatan poros engkol. Hal yang menyangkut proses pembakaran akan dibicarakan dalam pasal tersendiri. Keterangan di atas ialah mengenai sistem penyalaan yang konvensional. Usaha menyempurnakan sistem ini menyangkut mekanisme pemutus arus. Tantangan

tersebut terutama timbul karena adanya keinginan untuk menuju motor dengan perbandingan kompresi dan kecepatan yang tinggi. Salah satu usaha penting untuk dipertimbangkan ialah memanfaatkan transistor sebagai pengganti pemutus arus dan kondensor.
Beberapa konsep sistem penyalaan dengan transistor terlihat pada Gb. 34 dan 35.

Gb. 34 Skema sistem penyalaan dengan *'Transistor Assisted Contacts'*

Gb. 35 Skema sistem penyalaan dengan *'Pulse Actuated Transistor'*

Gb. 36 Skema sistem magneto tegangan rendah, dua kutub

Sistem Magneto. Setelah kita membicarakan sistem penyalaan dengan baterai sebagai sumber energi listrik, berikut ini akan diterangkan sistem penyalaan magneto tanpa baterai (Gb. 36). Medan magnet di dalam teras kumparan primer dan sekunder dibangkitkan oleh putaran magnet permanen. Apabila magnet berputar, medan magnet yang dibangkitkan di dalam teras akan berubah-ubah dari harga maksimum positif menuju maksimum negatif dan sebaliknya.
Pada waktu medan magnet ini turun dari harga maksimum positif, terinduksilah tegangan dan arus listrik di dalam kumparan primer.

Arus primer ini membangkitkan medan magnet pula yang menentang perubahan medan magnet dari magnet yang berputar. Dengan demikian medan magnet (total) yang menyelubungi kumparan primer tetap konstan (tinggi) meskipun

besarnya medan magnet di dalam teras turun. Pada waktu magnet permanen berputar menjauhi kutub terasnya, pada saat mencapai kedudukan tertentu arus primer mencapai harga maksimum. Akan tetapi pemutus arus segera terbuka sehingga arus primer itupun terputus. Di dalam kumparan sekunder akan terinduksi tegangan tinggi sehingga terjadi loncatan listrik di antara kedua elektrode busi.

Sistem penyalaan magneto ini merupakan sistem yang sangat efisien, dapat diandalkan dan sangat cocok untuk mesin pesawat terbang. Karena tidak memerlukan baterai, sistem penyalaan ini banyak dipakai pada mesin berukuran kecil.

Ia juga memenuhi persyaratan yang diperlukan oleh mesin dengan putaran tinggi karena arus primernya bertambah besar sejalan dengan kecepatan putaran magnet permanennya.

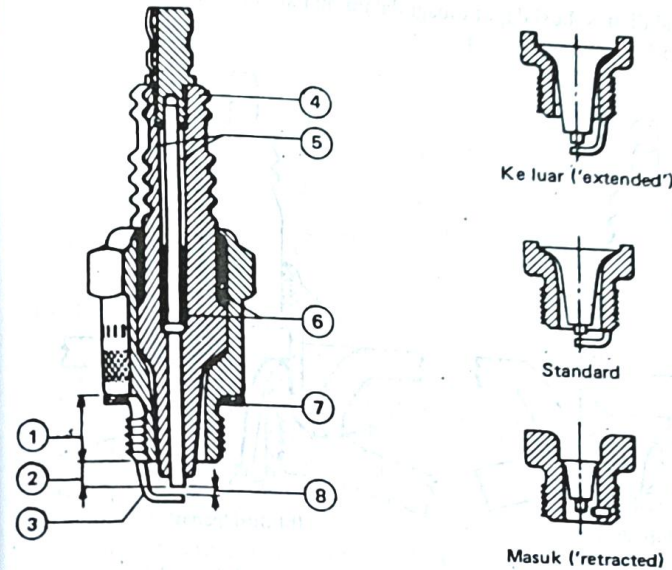
Akan tetapi pada putaran rendah arus primer sangat rendah sehingga untuk mengatasi hal itu (terutama pada waktu start) pada umumnya diperlukan bantuan baterai atau starter yang baik.

Pengaturan saat penyalaan pada sistem penyalaan magneto relatif lebih sukar daripada sistem penyalaan baterai.

Sebabnya ialah karena kontak pemutus arus harus terbuka pada posisi tertentu dari magnet permanen. Tetapi, karena pada umumnya magnet permanen itu dipasang pada poros engkol, salah satu kemungkinan untuk mengubah saat penyalaan adalah dengan cara mengubah (memutar) posisi magnet tersebut relatif terhadap poros engkol.

Busi. Gb. 37 memperlihatkan sebuah busi sedangkan Gb. 38 memperlihatkan kedudukannya pada mesin. Kedua elektrode dipisahkan oleh isolator listrik agar loncatan listrik hanya terjadi di antara ujung elektrode saja. Bahan isolator ini haruslah memiliki tahanan listrik yang tinggi, tidak rapuh terhadap kejutan mekanik dan termal, merupakan konduktor panas yang baik serta tidak bereaksi kimia dengan gas pembakaran. Dahulu banyak digunakan keramik dan mika. Tetapi keramik sangat rapuh, mudah rusak dan bereaksi dengan gas pembakaran yang mengandung timah hitam.

Mika mahal harganya dan tidak mudah didapat dalam jumlah yang banyak. Di samping itu mudah berubah bentuknya setelah mengalami pemanasan yang melampaui batas. Oleh karena itu, kini banyak dipergunakan isolator dari aluminium dan oksida silikon.

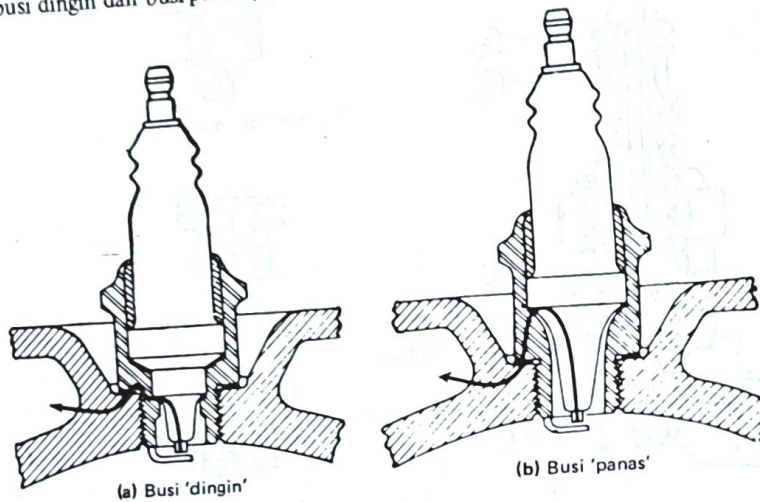
Karena selalu dipasang pada dinding ruang bakar, busi itu menjadi panas setelah mesin berjalan cukup lama. Maka busi harus dibuat dari bahan yang tahan temperatur tinggi supaya jangan cepat rusak, dan jangan menjadi terlalu panas, sehingga mengganggu proses pembakaran.

Gb. 37 Konstruksi busi
1 Bagian ulir; 2 *Lokasi;* 3 Paduan nikel; 4 Paduan alumina; 5 Bagian ini kosong atau berisi tahanan; 6 Perapat; 7 Paking datar atau kerucut; 8 *Celah elektrode.*

Khusus elektrodenya harus dibuat dari logam yang selain tahan temperatur tinggi, mempunyai konduktivitas yang baik serta tahan erosi dan korosi, misalnya logam campuran kromium-barium; atau campuran logam platinum dengan tungsten atau iridium.

Busi hendaknya didinginkan dengan baik untuk mencegah penyalaan campuran bahan bakar - udara sebelum waktunya.

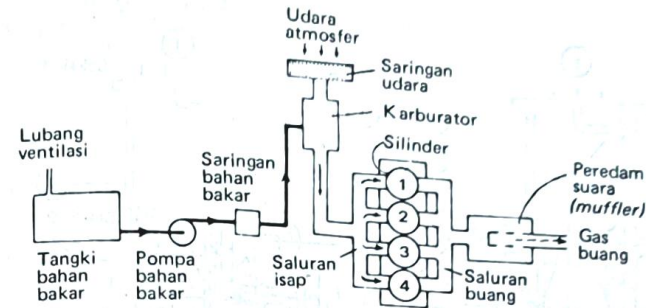
Akan tetapi apabila isolator listrik dan elektrode terlalu dingin mudahlah terjadi kerak yang mengisi sela kedua elektrode dan menghalangi terjadinya loncatan listrik.

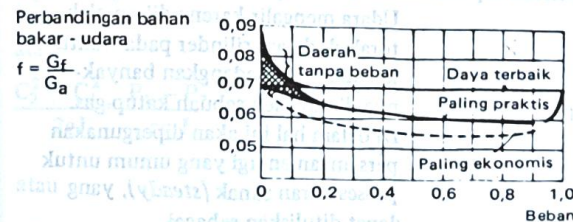
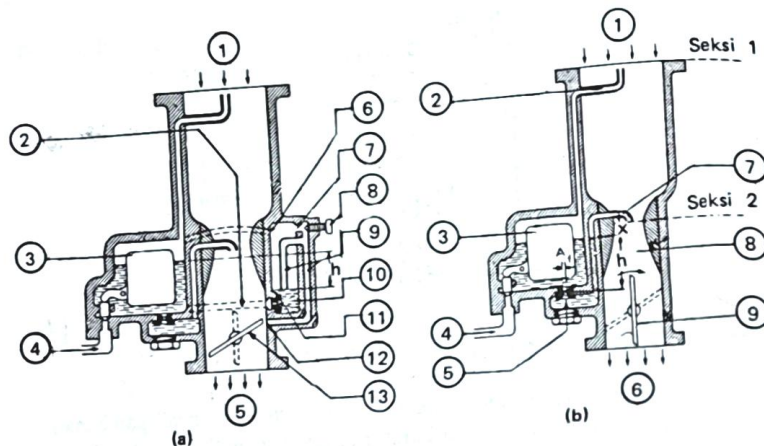
Sebaliknya jika terlalu panas isolator listrik itu cepat rusak; atau membangkitkan penyalaan sebelum waktunya (prematur), sebelum terjadi loncatan listrik antara kedua elektrode busi. Jadi, hendaknya busi didinginkan sampai temperaturnya cocok dengan kondisi operasinya. Temperatur busi bergantung pada luas bidang isolator yang berhadapan dengan gas panas, posisi elektrode terhadap ruang bakar, serta lintasan perpindahan kalor dari ujung elektrode dan isolator ke fluida pendingin.

Berdasarkan hal di atas, busi dapat dibagi dalam dua kelompok besar yaitu busi dingin dan busi panas (Gb. 38).

Gb. 38 Busi 'panas' dan busi 'dingin'. Tanda panah menunjukkan jalan perpindahan kalor dari elektrode yang panas ke fluida pendingin

Kondisi operasi mesin menentukan busi mana yang baik dipergunakan. Untuk mesin dengan tekanan efektif rata-rata dan putaran tinggi sebaiknya dipergunakan busi dingin untuk mencegah penyalaan prematur, terutama pada mesin daya tinggi. Dalam usaha melindungi ujung elektrode dari panas pembakaran dapat digunakan *extended, standard,* dan *retracted-electrodes* (Gb. 37). Busi yang mempergunakan elektrode yang *retracted, standard* dan *extended* adalah juga, berturut-turut, busi dingin, sedang, dan panas.

7.3 Sistem bahan bakar

Di dalam motor bensin selalu kita harapkan bahan bakar dan udara itu sudah bercampur dengan baik sebelum dinyalakan oleh busi. Banyak cara memperoleh campuran yang baik itu; di dalam pasal ini hanya dibicarakan bagaimana bahan bakar dimasukkan ke dalam arus udara yang mengalir di dalam saluran isap sebelum masuk ke dalam silinder.
Gb. 39 adalah skema sistem penyaluran bahan bakar torak yang mempergunakan karburator.

Gb. 39 Skema suatu sistem penyaluran bahan bakar

Pompa bahan bakar (biasanya jenis *positive displacement)* mengalirkan bahan bakar dari tangki bahan bakar ke karburator untuk memenuhi jumlah bahan bakar yang harus tersedia di dalam karburator. Pompa ini terutama dipakai apabila letak tangki lebih rendah daripada karburator
Untuk membersihkan bahan bakar dari kotoran yang dapat mengganggu aliran atau menyumbat saluran bahan bakar, terutama saluran di dalam karburator, dipergunakan saringan. Sebelum masuk ke dalam silinder, udara mengalir melalui karburator yang mengatur pemasukan, pencampuran, dan pengabutan bahan bakar ke dalam arus udara sehingga diperoleh perbandingan campuran yang sesuai dengan keadaan beban dan kecepatan poros engkol.
Penyempurnaan pencampuran bahan bakar - udara tersebut berlangsung, baik di dalam saluran isap maupun di dalam silinder sebelum campuran itu terbakar. Campuran itu haruslah homogen serta perbandingannya sama untuk setiap silinder. Campuran yang kaya diperlukan dalam keadaan tanpa beban dan beban penuh, sedangkan campuran yang miskin dalam keadaan operasi normal. Gb. 40 menunjukkan grafik hubungan antara perbandingan bahan bakar - udara sesuai dengan keadaan beban.

Gb. 40 Perbandingan bahan bakar - udara sesuai dengan pembukaan 'katup gas'

Gb. 41 Gambar sebuah karburator sederhana

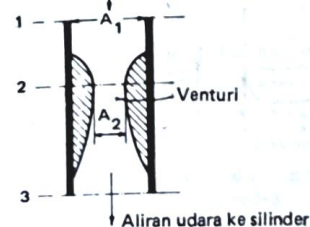
(a) Katup gas dalam keadaan tertutup, 'tanpa-beban'

1 *Udara atmosfer;* 2 Saluran bahan bakar tanpa-beban; 3 Pelampung; 4 *Bahan bakar masuk;* 5 *Campuran bahan bakar - udara melalui saluran-isap;* 6 Saluran ventilasi dari tangki; 7 Saluran udara tanpa-beban; 8 Sekrup pengatur tanpa-beban; 9 Saluran tanpa-beban; 10 Cadangan tanpa-beban; 11 Orifis pengatur tanpa-beban; 12 Nosel campuran tanpa-beban; 13 Katup gas.

(b) Katup gas terbuka penuh

1 *Udara atmosfer;* 2 Tabung tekan; 3 Pelampung; 4 *Bahan bakar masuk;* 5 Orifis pengatur bahan bakar; 6 *Campuran bahan bakar - udara melalui saluran isap;* 7 Nosel; 8 Venturi; 9 Katup gas.

Sekarang marilah kita bicarakan prinsip kerja sebuah karburator sederhana seperti terlihat pada Gb. 41. Terlebih dahulu akan dibicarakan bagaimana udara mengalir melalui venturi seperti terlihat pada Gb. 42a.

Udara mengalir karena diisap oleh torak di dalam silinder pada waktu langkah isap, sedangkan banyaknya diatur oleh sebuah katup gas. Di dalam hal ini akan dipergunakan persamaan energi yang umum untuk proses aliran tunak *(steady)*, yang dapat dituliskan sebagai

Gb. 42a Aliran udara melalui venturi

$$Gu_2 + \frac{P_2 V_2}{J} + \frac{GC_2^2}{2gJ} + \frac{Gz_2}{J} =$$

$$Gu_1 + \frac{P_1 V_1}{J} + \frac{GC_1^2}{2gJ} + \frac{Gz_1}{J} + Q - \frac{W}{J} \tag{36}$$

dengan catatan,

C = kecepatan udara, m/detik
G = berat udara mengalir, kg
J = faktor pengubah satuan = 427 m kg/kcal
P = tekanan udara, kg/m^2
Q = perpindahan kalor, kcal
u = energi-dalam dari udara, kcal/kg
V = volume udara mengalir, m^3 = G/γ
W = kerja mekanis, m kg
z = tinggi dari suatu garis datum, m
= energi potensial per satuan berat, m kg/kg
γ = berat jenis udara, kg/m^3

Subskrip: 1 dan 2 berturut-turut menyatakan keadaan pada seksi masuk venturi dan kerongkongan venturi; selanjutnya akan dipakai subskrip a dan f, berturut-turut untuk menyatakan udara dan bahan bakar.

Untuk aliran fluida yang melalui saluran, $W = 0$, sedangkan untuk menyederhanakan perhitungan selanjutnya diadakan idealisasi sebagai berikut:

1 Udara sebagai gas ideal dengan kalor spesifik yang konstan;
2 udara dianggap fluida yang *inkompresibel* (γ = konstan);
3 proses alirannya *tunak*, terjadi secara adiabatik ($Q = 0$), tanpa gesekan dan penekanan ($u_2 = u_1$); dan
4 selisih energi potensial diabaikan, $(z_2 - z_1) \simeq 0$.

Persamaan energi tersebut di atas dapat dituliskan sebagai

$$\frac{GC_2^2}{2gJ} - \frac{GC_1^2}{2gJ} = \frac{P_1 V_1}{J} - \frac{P_2 V_2}{J}$$

atau

$$\frac{C_2^2 - C_1^2}{2gJ} = \frac{P_1 - P_2}{\gamma_a J}$$

atau

$$C_2^2 - C_1^2 = 2g\,\frac{(P_1 - P_2)}{\gamma_a}. \tag{37}$$

Persamaan kontinuitas menyatakan

$$\dot{G}_a = A_1 \gamma_a C_1 = A_2 \gamma_a C_2 = \text{konstan}$$

sehingga

$$C_1 = C_2 \left(\frac{A_2}{A_1}\right)$$

dan persamaan (37) dapat pula dituliskan sebagai

$$C_2^2 \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2 \right] = \frac{2g}{\gamma_a}(P_1 - P_2)$$

atau

$$C_2 = \sqrt{\frac{2g\left(\frac{P_1 - P_2}{\gamma_a}\right)}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}}$$

atau dengan mengganti $(P_1 - P_2)$ dengan ΔP_a,

$$C_2 = \sqrt{\frac{2g \frac{\Delta P_a}{\gamma_a}}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \cdot$$

Maka

$$\dot{G}_a = A_2 \sqrt{\frac{2g \gamma_a \Delta P_a}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \qquad (38)$$

= berat udara mengalir per satuan waktu, kg/detik.

Di dalam kenyataan tidak seluruh luas penampang A_2 dapat dipakai dengan baik; sedangkan adanya gesekan antara udara dengan dinding venturi akan mengakibatkan u_2 bertambah besar sehingga memperkecil C_2. Untuk mengkoreksi penyimpangan dari keadaan yang ideal tersebut perlu didefinisikan *koefisien pengeluaran*, C_a, yaitu

$$C_a = \frac{\text{jumlah aliran yang sebenarnya, kg/sec}}{\text{jumlah aliran yang ideal, kg/sec}} \cdot$$

Maka persamaan (38) tersebut di atas haruslah dinyatakan sebagai

$$\dot{G}_a = C_a A_2 \sqrt{\frac{2g \gamma_a \Delta P_a}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}}$$

$$= K_a A_2 \sqrt{2g \gamma_a \Delta P_a} \qquad (39)$$

di mana,

$$K_a = \frac{C_a}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} = \text{koefisien aliran} \simeq 0{,}94 - 0{,}99.$$

Dengan pengidealan dan analisis yang sama seperti untuk aliran melalui venturi, untuk saluran bahan bakar (lihat Gb. 42b) dapatlah diperoleh hubungan

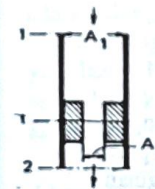
$$\dot{G}_f = K_f A_f \sqrt{2g \gamma_f \Delta p_f} \qquad (40)$$

di mana,

$$\Delta P_f = (P_1 + \gamma_f h) - [P_2 + \gamma_f (h + x)]$$

$$= \Delta P_a - \gamma_f x$$

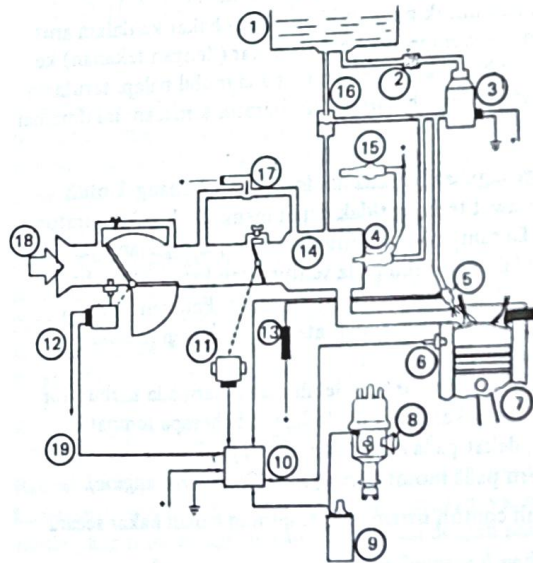
K_f = koefisien aliran bahan bakar melalui *orifis*

$\simeq 0{,}60 - 0{,}75$

Gb. 42b Aliran bahan bakar melalui *'orifis'*

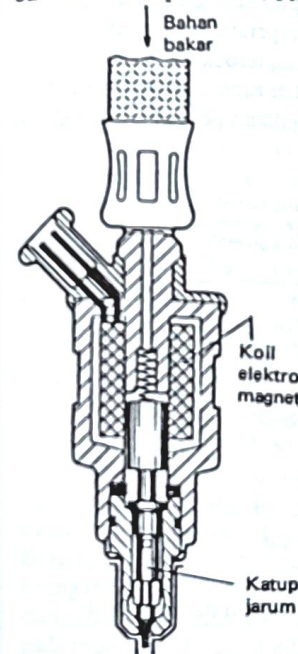
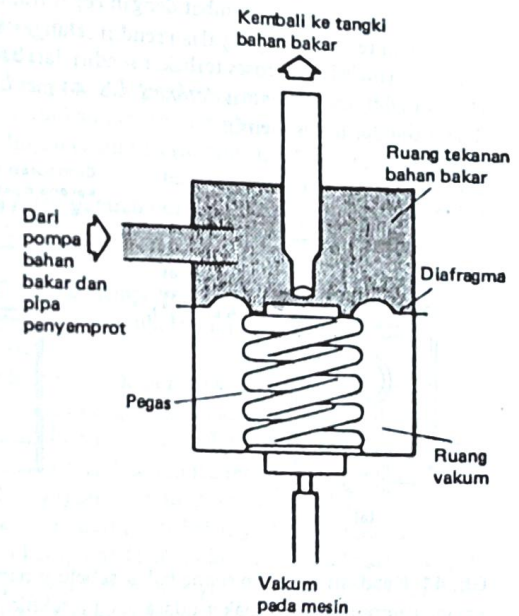
Namun demikian, oleh karena $P_2 < P_1$ dan udara yang mengalir melalui venturi tidak *incompressible*, sebenarnya $\gamma_{a2} < \gamma_{a1}$. Hal ini memperbesar C_2 tetapi mengurangi $\dot{G}_a$, sehingga perlu diberikan koreksi terhadap $\dot{G}_a$, yaitu dengan mempergunakan *faktor kompresibilitas,*

$$\Phi_1 = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/k} \sqrt{\frac{\frac{k}{k-1}\left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k}\right]}{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)}} \qquad (41)$$

bertekanan konstan (2 – 3 kg/cm^2). Pengaturan tekanan bahan bakar dilakukan oleh alat pengatur tekanan bahan bakar, yaitu menutup atau membuka sebuah katup pipa bahan bakar dengan bantuan tekanan vakum. Pada sistem ini digunakan sebuah unit kontrol yang mengatur jumlah bahan bakar yang dimasukkan secara automatik (elektronis). Jumlah bahan bakar yang dimasukkan adalah fungsi dari :

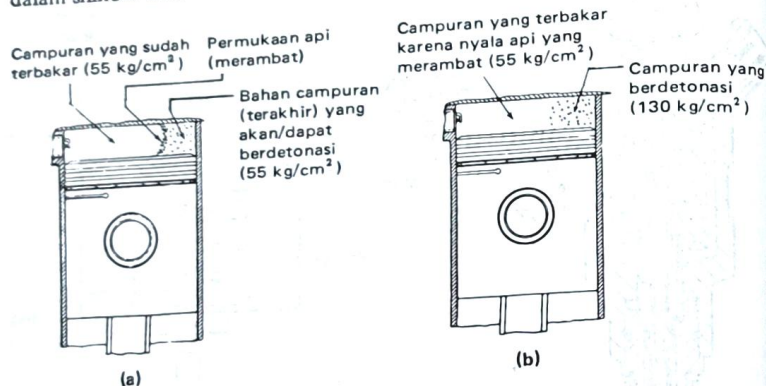
(a) jumlah udara masuk motor (sensor tekanan udara masuk);
(b) temperatur udara (sensor temperatur udara atmosfer; untuk start);
(c) temperatur silinder (sensor temperatur);
(d) pembukaan katup gas (sensor simpangan);
(e) putaran motor (sensor pada distributor);
(f) perbandingan udara-bahan bakar (sensor oksigen dalam gas buang; sensor lambda).

Gb. 43a Skema sebuah sistem penyemprot bahan bakar motor Otto secara elektronik dengan pengontrolan aliran udara (*'air flow control'*).

1 Tangki bahan bakar; 2 Saringan bahan bakar; 3 Pompa bahan bakar; 4 Katup start dingin; 5 Penyemprot; 6 Sensor temperatur; 7 Silinder; 8 Distributor; 9 Koil penyalaan; 10 Unit kontrol; 11 Sakelar katup gas; 12 Sensor udara masuk; 13 Resistor; 14 Saluran isa 15 Sakelar waktu; 16 Pengatur tekanan bahan bakar; 17 Pengatur udara tambahan; 18 Uda 19 Ke relai pompa.

Dalam keadaan dingin, di mana diperlukan campuran kaya untuk start, sakelar termal akan membuka katup start dingin (~ 3 – 10 detik).
Dengan sistem ini diharapkan dapat dicapai penakaran bahan bakar yang tepat, sesuai dengan daya dan efisiensi yang diminta, serta dengan tingkat emisi gas buang yang rendah. Tekanan vakum yang tinggi, katup gas tertutup, dan jumlah udara masuk yang kecil menunjukkan kondisi deselerasi. Dalam keadaan tersebut katup penyemprot tertutup sehingga menghentikan aliran bahan bakar dan emisi gas buang. Demikian pula jika sensor oksigen pada saluran buang menunjukkan campuran kaya, unit kontrol akan mengurangi waktu katup penyemprot bahan bakar dalam keadaan terbuka, untuk mengurangi jumlah bahan bakar yang dimasukkan. Gambar penyemprot bahan bakar dan alat pengatur tekanan bahan bakar dapat dilihat berturut-turut pada Gb. 43b dan 43c.

Gb. 43b Penyemprot bahan bakar; dilengkapi dengan katup-buka-tutup. Apabila katup jarum terangkat (oleh gaya elektromagnet) lubang penyemprot terbuka dan bahan bakar masuk kedalam saluran isap motor

Gb. 43c Pengatur tekanan mempertahankan tekanan bahan bakar konstan dengan jalan mengembalikan kelebihan bahan bakar kedalam tangki bahan bakar

7.4 Bahan bakar dan proses pembakaran

Campuran bahan bakar - udara di dalam silinder motor bensin harus sesuai dengan syarat busi di atas, yaitu jangan terbakar sendiri. Ketika busi mengeluarkan api listrik, yaitu pada saat beberapa derajat engkol sebelum torak mencapai TMA, campuran bahan bakar - udara di sekitar itulah yang mula-mula terbakar. Kemudian nyala api merambat ke segala arah dengan kecepatan yang sangat tinggi (25 - 50 m/detik), menyalakan campuran yang dilaluinya sehingga tekanan gas di dalam silinder naik, sesuai dengan jumlah bahan bakar yang terbakar.

Sementara itu campuran dibagian yang terjauh dari busi masih menunggu giliran untuk terbakar. Akan tetapi ada kemungkinan bagian campuran tersebut terakhir, karena terdesak oleh penekanan torak maupun oleh gerakan nyala api pembakaran yang merambat dengan cepat itu, temperaturnya dapat melampaui temperatur penyalaan sendiri sehingga akan terbakar dengan cepatnya (meledak). Proses terbakar sendiri dari bagian campuran yang terakhir (terjatuh dari busi) dinamai *detonasi*. Gb. 44 menunjukkan peristiwa detonasi di dalam silinder motor bensin.

Gb. 44 Keadaan di dalam ruang bakar sebelum dan sesudah detonasi dari bagian campuran bahan bakar-udara yang terakhir

Tekanan di dalam silinder tersebut dapat mencapai 130 - 200 kg/cm^2, dengan frekuensi getaran mencapai 4000 - 5000 cps. Detonasi yang cukup berat menimbulkan suara *gemeletik* seperti bunyi pukulan palu pada dinding logam. Bunyi tersebut jelas terdengar pada mesin mobil atau speda motor. Akan tetapi pada mesin pesawat terbang jarang terdengar karena terkalahkan oleh bunyi gas pembakaran yang keluar dari mesin dan bunyi baling-baling.

Detonasi yang berulang-ulang dalam waktu yang cukup lama dapat merusak bagian ruang bakar, terutama bagian tepi dari kepala torak tempat detonasi terjadi. Di samping itu detonasi mengakibatkan bagian ruang bakar (misalnya busi atau kerak yang ada) sangat tinggi temperaturnya, atau pijar, sehingga dapat menyalakan campuran bahan bakar - udara sebelum waktunya (pranyala). *Pranyala* ini serupa dengan penyalaan yang terlalu pagi. Jadi, dapat mengurangi daya dan efisiensi mesin, sedangkan tekanan maksimum gas pembakaran pun akan bertambah tinggi. Karena itu, detonasi (yang dahsyat) tidak dikehendaki dan harus dicegah. Seluruh campuran bahan bakar - udara harus dinyalakan oleh nyala api yang berasal dari busi.

Berikut adalah beberapa cara untuk mencegah detonasi.

1 Mengurangi tekanan dan temperatur bahan bakar - udara yang masuk ke dalam silinder.

2 Mengurangi perbandingan kompresi.

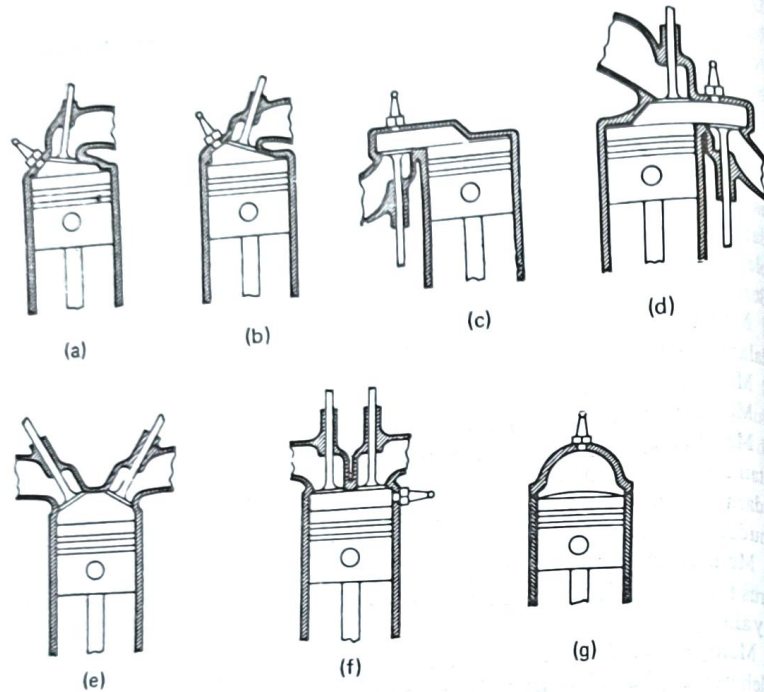
3 Memperlambat saat penyalaan.

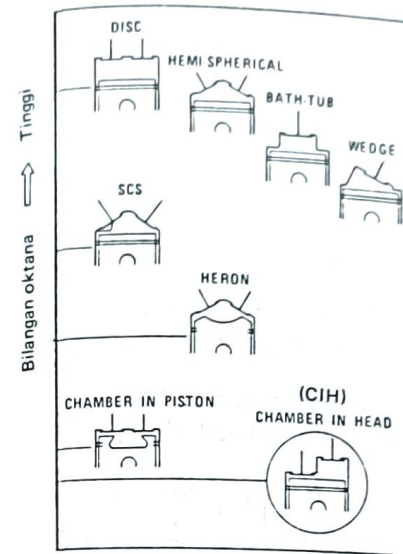
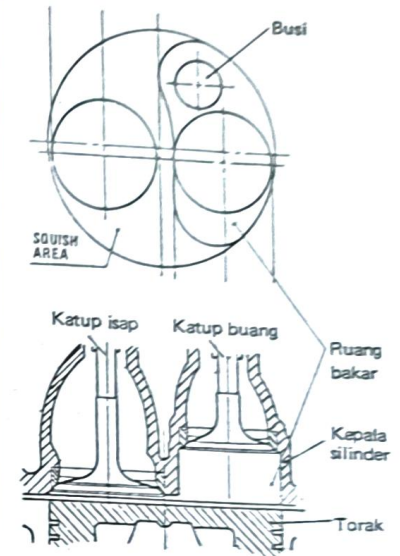
4 Memperkaya (yaitu menaikkan perbandingan) campuran bahan bakar - udara atau mempermiskin (yaitu menurunkan perbandingan) campuran bahan bakar-udara dari suatu harga perbandingan campuran (misalnya, f = 0,08) yang sangat mudah berdetonasi.

5 Menaikkan kecepatan torak (atau putaran poros engkol), untuk memperoleh arus turbulen pada campuran di dalam silinder yang mempercepat rambatan nyala api.

6 Memperkecil diameter torak untuk memperpendek jarak yang di tempuh oleh nyala api dari busi ke bagian yang terjauh. Hal ini bisa juga dicapai jika dipergunakan busi lebih dari satu.

7 Membuat konstruksi ruang bakar demikian rupa sehingga bagian yang terjauh dari busi mendapat pendinginan yang lebih baik. Caranya ialah dengan memperbesar perbandingan antara luas permukaan dan volume sehingga diperoleh ruang yang sempit. Apabila detonasi itu terjadi juga, hanyalah dalam bagian yang kecil (jumlahnya) sehingga tidak membahayakan.

Di samping itu busi ditempatkan di pusat ruang bakar yaitu di antara katup buang (bagian yang panas) dan katup isap (tempat kemungkinan besar terdapat campuran yang kaya). Beberapa jenis ruang bakar yang biasa dipergunakan pada motor bensin dapat dilihat pada Gb. 45a.

Gb. 45a Beberapa macam ruang bakar motor bensin
(a) (b) Mesin berkendaraan bermotor (1965)
(c) (d) Jenis kepala - L dan kepala F
(e) Mesin pesawat terbang dan -mobil balap
(f) Mesin penguji bahan bakar *CFR*
(g) Mesin kendaraan bermotor, dua - langkah

Keperluan bilangan oktana bahan ba... untuk beberapa jenis ruang bakar dapat dilihat pada Gb. 45b. Dari gambar tersebut dapat diketahui bahwa jenis *CIH* (*Chamber-In-Head*) memerlukan bilangan oktana yang relatif rendah. *CIH* dapat berupa *EX-CIH* (*Exhaust valve side Chamber-In-Head*) atau *IN-CIH* (*Intake valve side-Chamber-In-Head*), berturut-turut menyatakan bahwa katup buang atau katup isap ada di dalam ruang bakar utama. Dari pengujian dapat diketahui bahwa umumnya *EX-CIH* menghasilkan momen putar dan efisiensi termal lebih baik dari pada *IN-CIH*. Gb. 45c menunjukkan skema ruang bakar jenis *EX-CIH*.

Gb. 45b Keperluan bilangan oktana beberapa ruang bakar (Pustaka 15)

Gb. 45c Skema ruang bakar jenis *EX-CIH*

8 Menambahkan air ke dalam udara yang masuk untuk menurunkan temperatur bagian campuran yang terakhir.
9 Mempergunakan bahan bakar dengan bilangan oktana yang lebih tinggi.

Pada pokoknya cara di atas adalah berdasarkan usaha memperpanjang *periode* penundaan (*'delay peroid'*) atau memperpendek waktu yang dipergunakan oleh nyala api untuk merambat dari busi ke bagian yang terjauh dari busi. Waktu yang diperlukan itu sangat bergantung pada kecepatan gerak nyala api tetapi juga pada jarak yang harus ditempuhnya. Periode penundaan suatu campuran bahan bakar-udara menyatakan kesabaran campuran tersebut untuk menunggu saat dinyalakan. Bensin dengan bilangan oktana yang tinggi mempunyai periode penundaan yang panjang. Oleh karena itu lebih sesuai untuk motor bensin dengan perbandingan kompresi yang tinggi. Sebagaimana telah diketahui, salah satu cara mempertinggi efisiensi motor bakar torak adalah dengan jalan menaikkan perbandingan kompresinya. Dengan adanya bensin dengan bilangan oktana yang tinggi hambatan yang sebagian besar disebabkan oleh detonasi berangsur-angsur dapat diatasi.

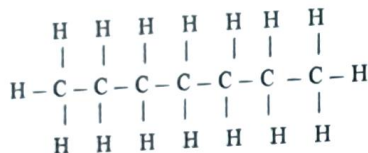
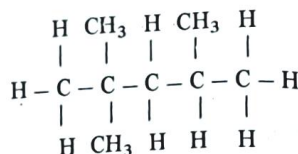
Bilangan oktana suatu bahan bakar diukur dengan mesin CFR *(Coordinating Fuel Research)*, yaitu sebuah mesin penguji yang perbandingan kompresinya dapat diubah-ubah. Di dalam pengukuran itu ditetapkan kondisi standar operasinya (putaran, temperatur, tekanan, dan kelembaban relatif dari udara yang masuk, dan sebagainya) dan bahan bakar yang akan digunakan sebagai pembanding atau pengukur.

Untuk motor bensin ditetapkan heptana normal dan isooktana sebagai bahan bakar pembanding. Heptana normal adalah bahan bakar hidrokarbon *(rantai lurus)* yang mudah berdetonasi di dalam motor bensin; oleh karena itu dinyatakan sebagai bahan bakar dengan bilangan oktana sama dengan *nol*. Iso-oktana atau 2,2,4-*trimethylpentane* adalah satu jenis bahan bakar hidrokarbon yang tidak mudah berdetonasi; dalam hal ini dinyatakan sebagai bahan bakar dengan bilangan oktana sama dengan *100*.

Mula-mula dengan kondisi standar yang telah ditentukan, mesin CFR bekerja dengan menggunakan bahan bakar yang akan diukur bilangan oktananya.

```
    H   H   H   H   H   H   H
    |   |   |   |   |   |   |
H - C - C - C - C - C - C - C - H
    |   |   |   |   |   |   |
    H   H   H   H   H   H   H
```

heptana normal

```
    H  CH3  H  CH3  H
    |   |   |   |   |
H - C - C - C - C - C - H
    |   |   |   |   |
    H  CH3  H   H   H
```

iso-oktana (2,2,4- trimethyl-pentane)

Kemudian perbandingan kompresinya diatur sehingga terjadi detonasi dengan intensitas tertentu (ditetapkan, standar). Setelah itu dengan kondisi operasi yang sama dan perbandingan kompresi yang sama, bahan bakar mesin CFR diganti dengan bahan bakar yang terdiri dari campuran iso-oktana dan heptana normal.

Selanjutnya perlu dicari persentase volume iso-oktana dalam campuran tersebut (dengan cara coba-coba) sehingga dapat diperoleh intensitas detonasi yang sama seperti semula. Intensitas detonasi diukur dengan mempergunakan *knock-meter*. Maka *bilangan oktana* dari suatu bahan bakar adalah bilangan yang menyatakan berapa persen volume iso-oktana dalam campuran yang terdiri dari iso-oktana dan heptana normal yang mempunyai kecenderungan berdetonasi sama dengan bahan bakar tersebut.

Jadi, bilangan oktana dari suatu bahan bakar adalah 87 apabila bahan bakar tersebut mempunyai kecenderungan berdetonasi sama (di dalam mesin CFR pada kondisi operasi standar) jika dibandingkan dengan suatu campuran yang terdiri dari 87 persen volume isooktana dan 13 persen volume heptana normal.

Namun demikian, ada juga bahan bakar dengan bilangan oktana lebih dari 100; misalnya bensin untuk pesawat terbang dan mobil balap. Salah satu cara untuk menaikkan bilangan oktana dari suatu bahan bakar adalah dengan menambahkan $Pb(C_2H_5)_4$, *Tetra Ethyl Lead* (TEL), ke dalam bahan bakar tersebut. Untuk bahan bakar dengan bilangan oktana lebih dari 100, dipakai iso-oktana dengan sejumlah ml. TEL per galon sebagai bahan bakar pembanding. Dalam hal ini dipergunakan persamaan:

Bilangan oktana (lebih daripada 100) =

$$100 + \frac{28{,}28T}{1{,}0 + 0{,}736T + \sqrt{1{,}0 + 1{,}472T - 0{,}035216T^2}}$$

dengan catatan,
T = ml TEL/galon

Catatan: Hanya akar yang positif yang dipergunakan di sini.

Apabila suatu bahan bakar dengan bilangan oktana yang tinggi hendak digunakan pada mesin yang sebenarnya dirancang untuk menggunakan bahan bakar dengan bilangan oktana yang rendah tanpa detonasi, tidak akan terlihat adanya perbaikan pada efisiensi dan daya yang dihasilkan.
Keuntungan yang dapat diperoleh dari bahan bakar dengan bilangan oktana yang tinggi adalah bahwa ia tidak peka terhadap detonasi.
Oleh karena itu sangat cocok untuk digunakan pada mesin dengan perbandingan kompresi yang tinggi untuk memperoleh efisiensi yang tinggi tanpa detonasi; juga pada mesin dengan *supercarjer* yang bertujuan menaikkan daya poros.

Di samping itu juga sangat berguna untuk menaikkan daya dan efisiensi dengan jalan memajukan saat penyalaan. Hal terakhir ini dilakukan apabila semula ditetapkan saat penyalaan yang lebih lambat hanya dengan alasan hendak mencegah terjadinya detonasi. Perlu kiranya diterangkan di sini, nilai kalor bahan bakar dengan susunan kimia yang sama adalah sama besarnya dan tidak bergantung pada bilangan oktananya.

Namun, usaha menaikkan bilangan oktana dengan TEL akan mengakibatkan gas buang mengandung timah hitam yang beracun dan merusak lingkungan. Maka secara bertahap penggunaan TEL akan dikurangi dan pada suatu saat tidak digunakan lagi. Oleh karena itu perlu dicari zat pengganti TEL atau cara lain, misalnya dengan menambahkan senyawa alkohol atau zat lain yang secara ekonomis baik dan tidak membahayakan lingkungan. Selanjutnya dalam usaha

mencari bahan bakar alternatif, uraian mengenai proses pembakaran dan bilangan oktana serta persyaratan lain yang diminta itu dapat digunakan sebagai pedoman.
Di samping hal tersebut di atas, kedalam bensin dapat pula ditambahkan zat pembersih untuk mencegah terjadinya endapan dan kerak, terutama pada saluran dan lubang bahan bakar di dalam karburator atau penyemprot. Hal tersebut sangat efektif bagi bensin yang mengandung banyak olefin. Sebagai contoh, dengan bensin berkadar olefin 10 –25 persen, kerak yang terjadi setelah pemakaian kendaraan 7500 km dapat mengurangi laju aliran massa bahan bakar sebesar 5 – 20 persen. Dengan menambahkan zat pembersih (amino konvensional atau polimerik tanpa abu) hal tersebut dapat dihindari.
Perlu kiranya dicatat di sini bahwa perkembangan dan kemajuan dalam bidang kontrol automatik memberikan harapan baru. Penggunaan sistem kontrol automatik memungkinkan motor bekerja dalam daerah operasinya yang optimum.

8 Motor Diesel

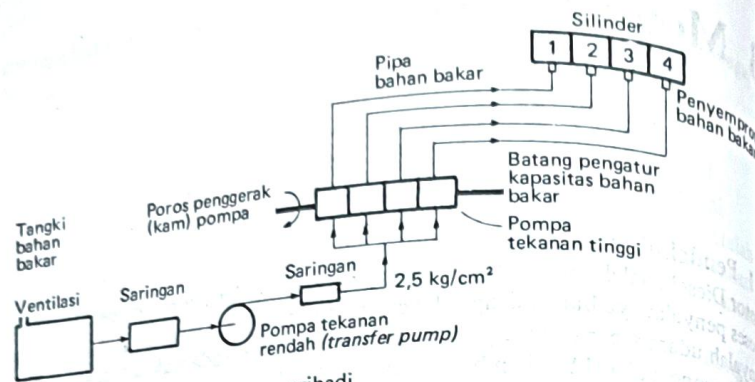
8.1 Pendahuluan

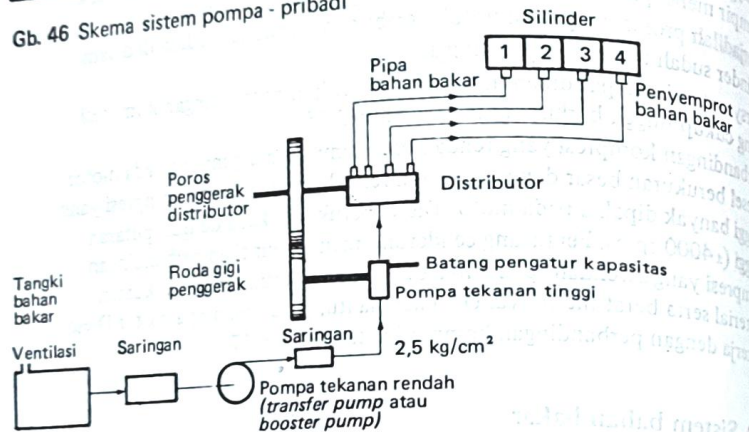
Motor Diesel adalah motor bakar torak yang, berbeda dengan motor bensin, proses penyalaanya bukan dengan loncatan api listrik. Pada langkah isap hanyalah udara segar saja yang masuk ke dalam silinder. Pada waktu torak hampir mencapai TMA bahan bakar disemprotkan ke dalam silinder. Terjadilah proses penyalaan untuk pembakaran, pada saat udara di dalam silinder sudah bertemperatur tinggi.
Persyaratan ini dapat dipenuhi apabila digunakan perbandingan kompresi yang cukup tinggi, berkisar antara 12 sampai 25.
Perbandingan kompresi yang rendah pada umumnya digunakan pada motor Diesel berukuran besar dengan putaran rendah. Perbandingan kompresi yang tinggi banyak dipakai pada motor Diesel berukuran kecil dengan putaran tinggi (±4000 rpm). Perancang cenderung mempergunakan perbandingan kompresi yang serendah-rendahnya berdasarkan pertimbangan kekuatan material serta berat mesinnya. Oleh karena itu, pada umumnya motor Diesel bekerja dengan perbandingan kompresi antara 14 dan 17.

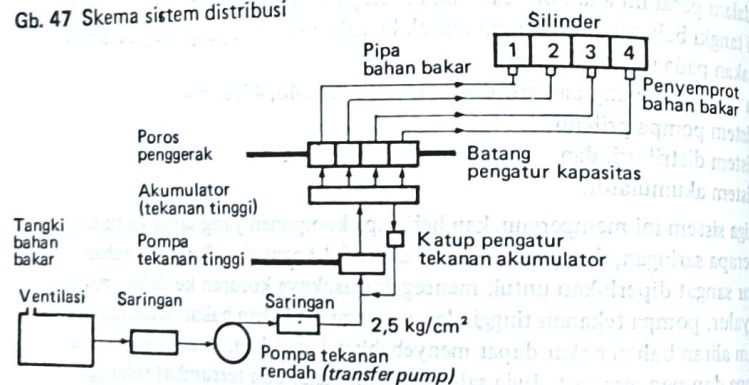
8.2 Sistem bahan bakar

Di dalam pasal ini akan dibicarakan beberapa sistem penyaluran bahan bakar dari tangki bahan bakar sampai masuk ke dalam silinder, yang banyak dipergunakan pada motor Diesel.
Ada tiga sistem yang banyak dipakai, yaitu (Gb. 46, 47, dan 48):
1 sistem pompa pribadi,
2 sistem distribusi, dan
3 sistem akumulator.

Ketiga sistem ini mempergunakan beberapa komponen yang sama yaitu tangki, beberapa saringan, dan pompa (tekanan rendah) penyalur. Saringan bahan bakar sangat diperlukan untuk mencegah masuknya kotoran ke dalam pompa penyalur, pompa tekanan tinggi, dan penyemprot bahan bakar. Kotoran di dalam aliran bahan bakar dapat menyebabkan kerusakan, terutama keausan pompa dan penyemprot. Juga saluran bahan bakar bisa tersumbat sehingga mengganggu kerja motor Diesel.

Silinder
1 2 3 4
Pipa bahan bakar
Penyemprot bahan bakar
Batang pengatur kapasitas bahan bakar
Poros penggerak (kam) pompa
Pompa tekanan tinggi
Tangki bahan bakar
Saringan
2,5 kg/cm²
Ventilasi
Saringan
Pompa tekanan rendah *(transfer pump)*

Gb. 46 Skema sistem pompa - pribadi

Silinder
1 2 3 4
Pipa bahan bakar
Penyemprot bahan bakar
Poros penggerak distributor
Distributor
Roda gigi penggerak
Batang pengatur kapasitas
Pompa tekanan tinggi
Tangki bahan bakar
Saringan
2,5 kg/cm²
Ventilasi
Saringan
Pompa tekanan rendah *(transfer pump* atau *booster pump)*

Gb. 47 Skema sistem distribusi

Silinder
1 2 3 4
Pipa bahan bakar
Penyemprot bahan bakar
Poros penggerak
Batang pengatur kapasitas
Akumulator (tekanan tinggi)
Tangki bahan bakar
Pompa tekanan tinggi
Katup pengatur tekanan akumulator
Ventilasi
Saringan
Saringan
2,5 kg/cm²
Pompa tekanan rendah *(transfer pump)*

Gb. 48 Skema sistem akumulator bahan bakar

Pompa penyalur mengalirkan bahan bakar dari tangki ke pompa tekanan tinggi agar pompa tekanan tinggi itu selalu terisi bahan bakar dalam segala keadaan operasinya. Tekanan alirannya harus selalu lebih tinggi daripada tekanan atmosfer sekitarnya, terutama untuk mencegah masuknya udara ke dalam saluran bahan bakar seandainya terjadi kebocoran. Adanya udara (gelembung) di dalam aliran bahan bakar akan menyebabkan gangguan, antara lain, aliran yang tidak menentu besarnya.

Ketiga sistem bahan bakar itu menggunakan pompa tekanan tinggi, tetapi terdapat perbedaan dalam jumlah atau fungsinya. Sistem pompa pribadi menggunakan satu pompa tekanan tinggi untuk setiap silindernya. Jadi, setiap penyemprot dilayani oleh satu pompa tekanan tinggi. Pompa ini adalah pompa plunyer yang dilengkapi dengan peralatan pengatur kapasitas. Daya yang diperlukan untuk menggerakkan pompa diambil dari daya yang dihasilkan oleh mesin itu sendiri.

Sistem distribusi dan akumulator, masing-masing hanya menggunakan satu pompa tekanan tinggi untuk melayani semua penyemprot yang ada di setiap silinder. Pada sistem distribusi pompa tersebut mengalirkan bahan bakar bertekanan tinggi masuk ke dalam distributor. Distributor adalah alat untuk membagi bahan bakar ke dalam setiap penyemprot sesuai dengan urutan yang telah ditentukan.

Jadi, fungsinya ekivalen dengan fungsi distributor pada motor bensin. Pompa tekanan tinggi pada sistem distributor juga dilengkapi dengan alat pengatur kapasitas, sedangkan pada sistem akumulator tidak.

Pada sistem akumulator, pompa itu mengalirkan bahan bakar masuk ke dalam sebuah akumulator yang dilengkapi dengan katup pengatur tekanan sehingga tekanan bahan bakar di dalam akumulator dapat konstan. Apabila tekanan tersebut lebih besar daripada yang ditentukan, katup pengatur akan terbuka dan bahan bakar akan mengalir kembali ke dalam pipa isap dari pompa tekanan tinggi. Dari akumulator bahan bakar mengalir ke dalam alat pengatur kapasitas, baru kemudian ke penyemprot lalu masuk ke dalam silinder, sesuai dengan urutan yang telah ditetapkan.

Sudah barang tentu ketiga sistem bahan bakar tersebut memiliki faktor untung-rugi dan ciri yang khas. Beberapa pertimbangan pemilihannya adalah kesederhanaan konstruksi dan peralatan, keterandalan, kondisi operasi, umur, perawatan, dan harga.

Sistem pompa pribadi merupakan sistem yang kompak. Akan tetapi, harganya relatif lebih mahal oleh karena menggunakan satu pompa untuk setiap silinder dan semua pompa harus bekerja dalam susunan yang serasi. Untuk menekan harga yang tinggi itu diciptakanlah sistem distribusi yang hanya menggunakan satu pompa, lengkap dengan alat pengatur kapasitas.

Akan tetapi kerja pompa akan menjadi lebih berat, terutama apabila harus melayani jumlah silinder yang banyak. Pada kedua sistem ini tekanan dan kapasitas penyemprotan bahan bakar berubah-ubah sesuai dengan kecepatan putar poros mesin, karena pompa tersebut digerakkan oleh mesin melalui sistem roda gigi.
Jadi, berbeda dengan sistem akumulator yang tekanan penyemprotannya konstan (tidak bergantung pada kecepatan putar poros pompa).
Pada sistem ini pengaturan kapasitas dilakukan oleh alat tersendiri sehingga sistem akumulator tidak memerlukan ketelitian pembuatan yang terlalu tinggi. Namun demikian, sistem akumulator memerlukan konstruksi penyemprot yang baik sehingga ke dalam setiap silinder dapat dimasukkan jumlah bahan bakar yang sama banyaknya. Sistem akumulator biasanya digunakan pada motor Diesel berukuran besar dengan kecepatan yang rendah. Selanjutnya, motor Diesel memerlukan suatu alat penting yang dinamai *governor* terutama untuk mesin stasioner.

Governor adalah suatu alat untuk mengatur putaran mesin supaya tetap 'konstan' meskipun bebannya berubah-ubah.
Variasi kecepatan yang diperbolehkan (maksimum) berkisar pada ±4% dari kecepatan operasi yang ditetapkan. Dalam melaksanakan tugasnya *governor* menggerakkan batang pengatur kapasitas. Apabila putaran mesin naik karena beban berkurang, jumlah bahan bakar yang dimasukkan ke dalam silinder harus dikurangi supaya putaran mesin dapat kembali pada keadaan semula.

8.3 Penyemprotan bahan bakar

Penyemprotan bahan bakar ke dalam silinder dilaksanakan dengan menggunakan sebuah alat yang dinamai *penyemprot bahan bakar.* Di samping beberapa persyaratan lain yang diperlukan, bahan bakar yang disemprotkan itu harus habis terbakar sesuai dengan prestasi yang diharapkan. Dapat dikatakan fungsi penyemprot bahan bakar adalah:

1 memasukkan bahan bakar ke dalam silinder sesuai dengan kebutuhan;

2 mengabutkan bahan bakar sesuai dengan derajat pengabutan yang diminta; dan

3 mendistribusikan bahan bakar untuk memperoleh pembakaran sempurna dalam waktu yang ditetapkan.

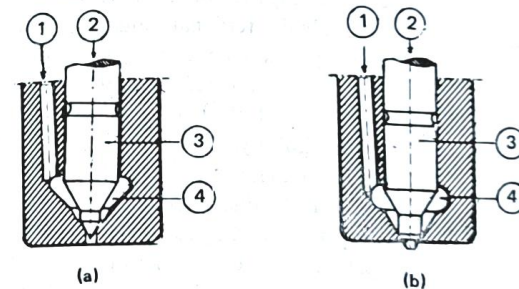
Tekanan udara di dalam silinder sudah sangat tinggi (35 – 50 atm) ketika bahan bakar disemprotkan. Dengan sendirinya tekanan penyemprotan haruslah lebih tinggi dari tekanan udara tersebut. Kelebihan tekanan itu juga diperlukan untuk memperoleh kecepatan penyemprotan (kecepatan bahan bakar ke luar dari penyemprot) tertentu, yaitu sesuai dengan derajat pengabutan yang

diinginkan. Besarnya kecepatan penyemprotan ini dapat dinyatakan dengan persamaan,

$$C = C_D \sqrt{2g \frac{\Delta P}{\gamma_f}} \tag{45}$$

di mana,

C = kecepatan penyemprotan, m/detik
C_D = koefisien aliran
g = percepatan gravitasi, m/detik^2
ΔP = kelebihan tekanan penyemprotan, kg/m^2
γ_f = berat jenis bahan bakar, kg/m^3

Makin besar kecepatan penyemprotan makin tinggi derajat pengabutannya. Kecepatan tersebut dapat mencapai 400 m/detik dengan tekanan penyemprotan 70 – 1000 kg/cm^2.
Dengan sendirinya konstruksi dan harga sistem penyemprotan bertambah mahal, sesuai dengan tekanan penyemprotan yang digunakan.
Komponen penyemprot yang mengatur bentuk pancaran bahan bakar dinamai *nosel.* Ada beberapa macam nosel; dua di antaranya, yang banyak digunakan pada motor Diesel modern adalah *nosel katup jarum* dan *nosel pasak* seperti terlukis pada Gb. 49.

Gb. 49 (a) Nosel katup jarum , (b) nosel pasak

1 *Saluran bahan bakar masuk*; 2 *Gaya pegas*; 3 Katup; 4 Ruang tekan.

Kedua jenis nosel ini berbeda bentuk ujung katupnya. Kabut bahan bakar yang keluar dari nosel katup jarum berbentuk kerucut sedangkan dari nosel pasak berbentuk selubung kerucut. Nosel katup jarum dapat berlubang satu atau lebih, berdiameter sangat kecil kira-kira 0,25 mm atau lebih sedikit. Diameter lubang nosel pasak bisa sampai 3 mm.
Boleh dikatakan, nosel katup jarum pada umumnya digunakan pada motor Diesel dengan ruang bakar terbuka sedangkan nosel pasak banyak digunakan pada motor Diesel dengan ruang bakar kamar muka.

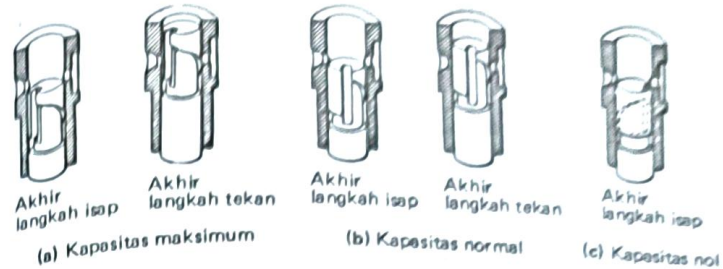
Tekanan penyemprotan dihasilkan oleh pompa bahan bakar tekanan tinggi. Melalui pipa tekanan tinggi yang berdiameter antara 1,5 – 4 mm (bergantung pada jumlah bahan bakar yang harus disemprotkan) bahan bakar mengalir ke penyemprot dan akhirnya masuk ke ruang tekanan di dalam nosel. Di dalam nosel, katup menutup lubang nosel karena adanya gaya pegas yang besarnya dapat diatur sesuai dengan tekanan penyemprotan yang dikehendaki. Apabila gaya bahan bakar yang ada di dalam ruang tekanan tersebut lebih besar daripada gaya pegas, katup nosel akan terangkat sehingga lubang nosel terbuka. Dengan kecepatan tinggi mengalirlah bahan bakar ke dalam silinder melalui lubang nosel.
Jadi, bahan bakar barulah dapat masuk ke dalam ruang bakar apabila tekanannya cŭkup besar untuk melawan gaya pegas yang menekan katup nosel itu.

8.4 Pompa bahan bakar tekanan tinggi

Di dalam pasal ini hanya akan diberikan salah satu jenis pompa bahan bakar tekanan tinggi yang banyak dipakai pada sistem pompa pribadi. Fungsi pompa bahan bakar adalah memasukkan bahan bakar ke dalam ruang bakar pada saat yang telah ditetapkan dalam jumlah sesuai dengan daya yang harus dihasilkan.

Pada Gb. 50 dapat dilihat penampang sebuah pompa tekanan tinggi. Di dalam silinder terdapat sebuah plunyer yang digerakkan (translasi) oleh poros (kam) dari pompa tersebut. Plunyer merupakan sebuah batang yang sebagian kulitnya terkelupas membentuk jalur seperti terlihat pada Gb. 51. Pada dinding silindernya terdapat lubang isap sedangkan pada kepala silinder terdapat katup yang akan terbuka apabila tekanan di dalam silinder telah mencapai harga tertentu. Lubang isap akan terbuka dan tertutup oleh batang plunyer. Jadi, suatu proses

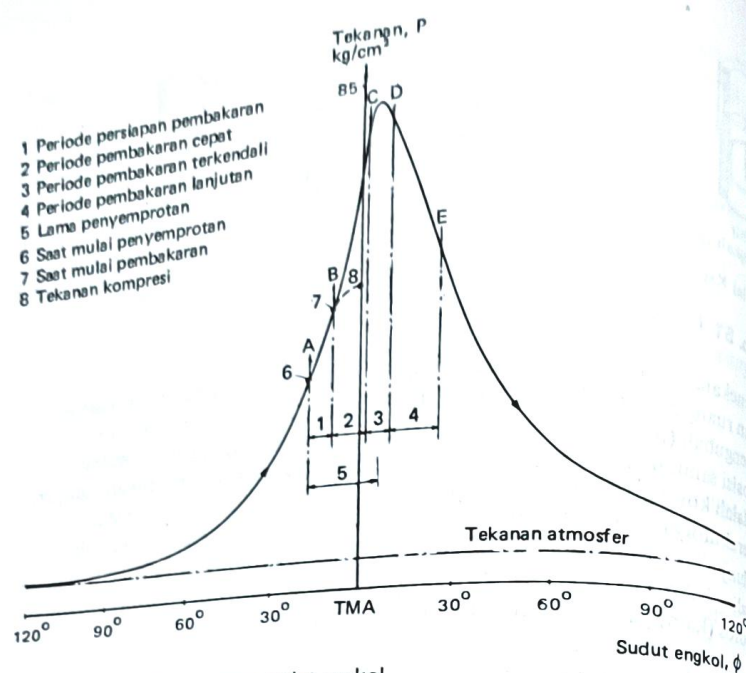
1 Katup ke luar; 2 Lubang masuk; 3 Ruang penyediaan bahan bakar; 4 Jalur; 5 Pegas katup ke luar; 6 Lubang limpah; 7 Ruang penyediaan bahan bakar; 8 Batang bergigi; 9 Pemutar plunyer; 10 Plunyer dan silindernya.

Gb. 50 Pompa bahan bakar tekanan tinggi (American Bosch Corp.)

Gb. 51 Posisi plunyer sesuai dengan kapasitasnya

penekanan akan terjadi apabila hubungan antara ruang di sebelah atas plunyer dan ruang isap ada dalam tertutup. Kapasitas pompa diatur dengan jalan mengubah (memutar) posisi plunyer terhadap lubang isap, yaitu mengatur posisi saluran pada plunyer terhadap lubang isap. Jadi, panjang langkah plunyer, adalah konstan; tetapi dengan jalan memutar plunyer, kita mengatur saat berakhirnya langkah tekan. Pada kapasitas nol (Gb. 51 c), ruang di sebelah atas plunyer selalu berhubungan dengan ruang isap. Sedangkan saat penyemprotan bahan bakar ke dalam ruang bakar dapat diatur dengan jalan mengubah posisi poros (kam) pompa relatif terhadap poros engkol.

8.5 Proses pembakaran dan bahan bakar

Seperti telah diterangkan terdahulu motor Diesel tidak memerlukan busi. Di samping itu, berlainan dengan pada motor bensin, pada motor Diesel penyalaan bahan bakar itu tidak dimulai pada satu titik, tetapi terjadi di beberapa tempat, di mana terdapat campuran bahan bakar - udara yang ideal untuk pembakaran.
Proses pembakaran adalah suatu reaksi kimia cepat antara bahan bakar (hidrokarbon) dengan oksigen dari udara.
Proses pembakaran ini tidak terjadi sekaligus tetapi memerlukan waktu dan terjadi dalam beberapa tahap. Di samping itu penyemprotan bahan bakar juga tidak dapat dilaksanakan sekaligus tetapi berlangsung antara 30 – 40 derajat sudut engkol.
Supaya lebih jelas baiklah kita perhatikan grafik tekanan versus besarnya sudut engkol seperti terlukis pada Gb. 52.

Pada gambar ini dapat dilihat tekanan udara akan naik selama langkah kompresi berlangsung.
Beberapa derajat sebelum torak mencapai TMA bahan bakar mulai disemprotkan. Bahan bakar akan segera menguap dan bercampur dengan udara yang sudah bertemperatur tinggi.

Gb. 52 Grafik tekanan *versus* sudut engkol

Oleh karena temperaturnya sudah melebihi temperatur penyalaan bahan bakar, bahan bakar akan terbakar sendiri dengan cepat. Waktu yang diperlukan antara saat bahan bakar mulai disemprotkan dengan saat mulai terjadinya pembakaran dinamai *periode persiapan pembakaran (1)* (Gb. 52).

Waktu persiapan pembakaran bergantung pada beberapa faktor, antara lain pada tekanan dan temperatur udara pada saat bahan bakar mulai disemprotkan, gerakan udara dan bahan bakar, jenis dan derajat pengabutan bahan bakar, serta perbandingan bahan bakar - udara lokal. Jumlah bahan bakar yang disemprotkan selama periode persiapan pembakaran tidaklah merupakan faktor yang terlalu menentukan waktu persiapan pembakaran.

Sesudah melampaui periode persiapan pembakaran, bahan bakar akan terbakar dengan cepat. Hal tersebut dapat dilihat pada Gb. 52 sebagai garis lurus yang menanjak, karena proses pembakaran tersebut terjadi dalam suatu proses pengecilan volume (selama itu torak masih bergerak menuju TMA). Sampai torak bergerak kembali beberapa derajat sudut engkol sesudah TMA, tekanannya masih bertambah besar tetapi laju kenaikan tekanannya berkurang.

Hal ini disebabkan karena kenaikan tekanan yang seharusnya terjadi dikompensasi oleh bertambah besarnya volume ruang bakar sebagai akibat bergeraknya torak dari TMA ke TMB.

Periode pembakaran, ketika terjadi kenaikan tekanan yang berlangsung dengan cepat (garis tekanan yang curam dan lurus, garis BC pada Gb. 52) dinamai *periode pembakaran cepat (2)*. Periode pembakaran ketika masih terjadi kenaikan tekanan sampai melewati tekanan yang maksimum dalam tahap berikutnya (garis CD, Gb. 52), dinamai *periode pembakaran terkendali (3)*. Dalam hal terakhir ini jumlah bahan bakar yang masuk ke dalam silinder sudah mulai berkurang, bahkan mungkin yang sudah dihentikan.

Selanjutnya dalam *periode pembakaran lanjutan (4)* terjadi proses penyempurnaan pembakaran dan pembakaran dari bahan bakar yang belum sempat terbakar.

Laju kenaikan tekanan yang terlalu tinggi tidaklah dikehendaki karena dapat menyebabkan beberapa kerusakan.

Maka haruslah diusahakan agar periode persiapan pembakaran terjadi sesingkat-singkatnya sehingga belum terlalu banyak bahan bakar yang siap untuk terbakar selama waktu persiapan pembakaran. Dipandang dari segi kekuatan mesin, di samping laju kenaikan tekanan pembakaran itu, perlu pula diperhatikan tekanan gas maksimum yang diperoleh. Supaya diperoleh efisiensi yang setinggi-tingginya, pada umumnya diusahakan agar tekanan gas maksimum terjadi pada saat torak berada di antara 15 – 20 derajat sudut engkol sesudah TMA.

Hal tersebut dapat dilaksanakan dengan jalan mengatur saat penyemprotan yang tepat. Untuk memperoleh proses pembakaran yang halus biasanya berlaku beberapa angka perbandingan antara kenaikan tekanan dan besarnya sudut engkol sebagai berikut:

Motor Diesel	$\frac{\Delta P}{\Delta \phi}$, $\frac{kg/cm^2}{\text{derajat sudut engkol}}$
Kecepatan rendah	2 – 3
Kecepatan sedang	3 – 4
Kecepatan tinggi	6 – 8

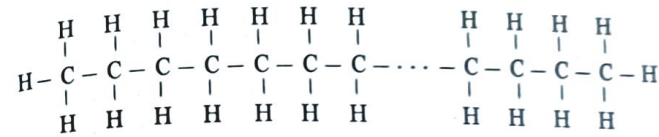
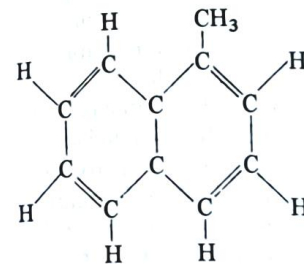
Saat penyemprotan bahan bakar yang optimum bergantung kepada cara pembentukan campuran serta kecepatan dan beban mesin yang bersangkutan. Untuk setiap mesin saat penyemprotan tersebut ditentukan berdasarkan hasil pengujian. Untuk motor Diesel dengan ruang bakar terbuka saat penyemprotan yang optimum berkisar di sekitar 18 derajat sudut engkol sebelum TMA. Sebenarnya tekanan maksimum juga ditentukan oleh laju kenaikan tekanan yang terjadi selama periode pembakaran cepat. Karena itu segenap usaha

haruslah ditujukan untuk mempersingkat periode persiapan pembakaran, antara lain dengan cara sebagai berikut:

1 Menggunakan perbandingan kompresi yang tinggi;
2 Memperbesar tekanan dan temperatur udara masuk;
3 Memperbesar volume silinder sedemikian rupa sehingga dapat diperoleh perbandingan luas dinding terhadap volume yang sekecil-kecilnya untuk mengurangi kerugian panas;
4 Menyemprotkan bahan bakar pada saat yang tepat dan mengatur pemasukan jumlah bahan bakar yang sesuai dengan kondisi pembakaran.
5 Menggunakan jenis bahan bakar yang sebaik-baiknya;
6 Mengusahakan adanya gerakan udara yang turbulen untuk menyempurnakan proses pencampuran bahan bakar - udara;
7 Menggunakan jumlah udara untuk memperbesar kemungkinan bertemunya bahan bakar dengan oksigen dari udara.

Hal tersebut terakhir merupakan persyaratan mutlak bagi motor Diesel karena proses pencampuran bahan bakar - udara hanya terjadi dalam waktu yang sangat singkat. Jadi, berlainan dengan pada motor bensin di mana bahan bakar telah mulai bercampur dengan udara sejak di dalam karburator. Oleh karena itu jugalah kecepatan motor Diesel belum dapat menyamai kecepatan motor bensin. Dengan menggunakan bahan bakar yang tepat dapatlah diperoleh pembakaran yang halus, yaitu pembakaran dengan $dP/d\Phi$ yang tidak terlalu tinggi. Jadi, bahan bakar yang sebaiknya digunakan pada motor Diesel adalah jenis bahan bakar yang dapat segera terbakar (sendiri), yaitu yang dapat memberikan periode persiapan pembakaran yang pendek.
Apabila kualitas bahan bakar motor bensin diukur dengan *bilangan oktana*, kualitas bahan bakar motor Diesel diukur dengan *bilangan setana*.
Sebagai bahan bakar standar dipergunakan bahan bakar hidrokarbon rantai lurus, yaitu *hexadecane* atau *cetane* ($C_{16}H_{34}$) dan *alpha-methylnaphtalene*. $C_{16}H_{34}$ adalah bahan bakar dengan periode persiapan pembakaran yang pendek; kepadanya diberikan angka 100 (bilangan setana = 100).
Sedangkan *alpha-methylnaphtalene* mempunyai periode persiapan pembakaran yang panjang, jadi tidak baik dipergunakan sebagai bahan bakar motor Diesel; kepadanya diberikan angka 0 (bilangan setana = 0).
Untuk menentukan bilangan setana dari bahan bakar untuk motor Diesel digunakan mesin CFR *(Coordinating Fuel Research-Engine)*, yaitu sebuah mesin penguji yang perbandingan kompresinya dapat diubah. Dengan CFR yang bekerja pada kondisi standar, bahan bakar yang akan diukur bilangan setananya itu dipergunakan sebagai bahan bakarnya. Kemudian perbandingan kompresinya diatur sehingga diperoleh periode persiapan pembakaran sebesar 13 derajat sudut engkol. Sesudah itu, dengan kondisi operasi dan

perbandingan kompresi yang sama, bahan bakar dari mesin CFR tersebut diganti dengan bahan bakar yang terdiri dari campuran $C_{16}H_{34}$ dan *alpha-methylnaphtalene*. Lalu carilah suatu perbandingan campuran yang dapat memberikan periode persiapan pembakaran yang sama, yaitu sebesar 13 derajat sudut engkol. Dengan demikian, bilangan setana bahan bakar yang diuji itu sama dengan bilangan setana campuran yang terdiri atas kedua bahan bakar penguji tersebut. Persentase volume $C_{16}H_{34}$ yang ada dalam campuran tersebut di atas menyatakan besarnya bilangan setana dari bahan bakar yang diuji.

Bahan bakar dengan bilangan setana yang lebih tinggi menunjukkan kualitas bahan bakar yang lebih baik untuk motor Diesel. Bahan bakar motor Diesel komersial yang diperdagangkan mempunyai bilangan setana antara 35–55. Pada umumnya boleh dikatakan bahan bakar hidrokarbon dengan struktur atom rantai lurus mempunyai bilangan setana lebih tinggi daripada bahan bakar dengan struktur atom yang rumit. Motor Diesel kecepatan tinggi sebaiknya menggunakan bahan bakar dengan bilangan setana yang tinggi.

(a) $C_{16}H_{34}$ (hidrokarbon rantai-lurus)

(b) alpha-methylnaphtalene

Demikianlah secara umum boleh dikatakan bahwa bahan bakar yang baik untuk motor Diesel adalah bahan bakar yang memiliki bilangan setana tinggi; viskositas yang rendah untuk mengurangi tekanan penyemprotan; sifat melumas yang baik supaya tidak merusak pompa tekanan tinggi; bulk modulus yang tinggi untuk memudahkan penyemprotan, dan titik didih yang tinggi supaya tidak mudah menguap.

8.6 Ruang bakar

Untuk memperoleh proses pembakaran yang sebaik-baiknya, di samping menyederhanakan sistem bahan bakar, konstruksi ruang bakar juga perlu disempurnakan. Beberapa jenis ruang bakar yang banyak digunakan motor Diesel antara lain:

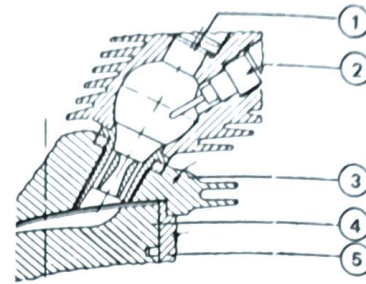
1 ruang bakar terbuka,
2 ruang bakar kamar-muka,
3 ruang bakar turbulen, dan
4 ruang bakar Lanova.

Sudah barang tentu keempat jenis ruang bakar tersebut merupakan beberapa alternatif yang pemilihannya bergantung pada kecenderungan perancang untuk menonjolkan beberapa aspek, dengan harapan dapat diperoleh hasil yang sebaik-baiknya.

Ruang bakar terbuka. Konstruksi ruang bakar terbuka termasuk paling sederhana, seperti terlihat pada Gb. 53.
Meskipun demikian, tugas penyemprot bahan bakar sangatlah berat yaitu di samping mengabutkan, harus juga mendistribusikan bahan bakar untuk memperoleh campuran bahan bakar - udara yang merata. Partikel bahan bakar harus dapat menerobos lapisan udara yang padat sampai mencapai bagian yang terjauh dari penyemprot. Akan tetapi jangan sampai menyentuh dinding silinder karena bahan bakar bisa merusak lapisan minyak pelumas. Hal terakhir ini dapat dicegah dengan jalan membuat tepi kepala torak yang tinggi.
Mengingat akan kondisi ruang bakar itu, haruslah dipergunakan tekanan penyemprotan yang tinggi, yaitu antara 180 – 300 kg/cm^2, bahkan kadang-kadang sampai 1500 – 2000 kg/cm^2 untuk unit yang besar.
Ruang bakar terbuka tidak dapat menjamin pembatasan jumlah campuran bahan bakar - udara yang telah ada di dalam silinder selama periode persiapan pembakaran, atau usaha lain untuk memperpendek waktu persiapan pembakaran. Karena itu ruang bakar terbuka lebih cocok untuk motor Diesel kecepatan rendah. Motor Diesel ruang bakar terbuka merupakan motor Diesel yang paling ekonomis dipandang dari penggunaan bahan bakar. Pemakaian bahan bakar spesifiknya berkisar antara 150 – 185 g/PS jam. Prestasinya sangat bergantung pada kondisi penyemprot bahan bakar yang digunakan.

Gb. 53 Ruang bakar-terbuka

1 Penyemprot bahan bakar; 2 Ruang bakar; 3 Torak; 4 Dinding silinder.

Ruang bakar kamar-muka. Ruang bakar kamar muka terdiri atas dua bagian yaitu, kamar muka dan ruang bakar utama.
Kamar muka (Gb. 54) adalah ruang kecil di sebelah ruang bakar utama,

Gb. 54 Ruang bakar kamar-muka

1 Penyemprot bahan bakar; 2 Alat pemanas *(glow plug)*; 3 Kepala silinder; 4 Torak; 5 Dinding silinder.

bervolume 30–40% dari volume sisa dan di dalamnya ditempatkan penyemprot bahan bakar. Kedua ruangan tersebut dipisahkan oleh satu atau beberapa saluran sempit.
Menjelang akhir langkah kompresi (kira-kira 25 – 35 derajat engkol sebelum torak mencapai TMA) bahan bakar mulai disemprotkan ke dalam kamar muka. Sudah barang tentu tak dapat diharapkan terjadi pembakaran sempurna karena jumlah udara di dalam kamar muka itu terbatas.
Namun demikian, kenaikan tekanan yang terjadi cukup besar sehingga terdapat perbedaan tekanan yang besar pula antara kamar muka dan ruang bakar utama. Akibatnya, bahan bakar menyembur ke dalam ruang bakar utama dengan kecepatan tinggi, bersama-sama dengan bahan bakar yang belum terbakar sempurna dan gas pembakaran yang bertemperatur tinggi. Proses ini merupakan proses pengabutan kedua; bahan bakar cepat bercampur dengan udara di dalam ruang bakar utama dan segera terbakar. Setelah proses pembakaran itu berlangsung, akhirnya tekanan di dalam ruang bakar itu menjadi sama besarnya.
Dari keterangan di atas jelaslah ruang bakar kamar muka tidak memerlukan penyemprot tekanan tinggi.
Penyemprot yang digunakan adalah jenis nosel pasak dengan tekanan penyemprotan antara 85 – 140 kg/cm^2. Hal ini sangat menguntungkan karena harga sistem bahan bakar menjadi lebih murah di samping dapat menggunakan bahan bakar dengan viskositas yang lebih tinggi.
Perbandingan kompresi yang biasa digunakan berkisar antara 16 – 17, tetapi dapat dibuat lebih tinggi agar supaya jangan peka terhadap kualitas bahan bakar yang digunakan. Tekanan gas maksimum di dalam kamar muka jarang melampaui 50 – 60 kg/cm^2.
Dibandingkan dengan motor Diesel dengan ruang bakar terbuka, pemakaian bahan bakar spesifik dari motor Diesel dengan ruang bakar kamar muka kira-kira 15% lebih tinggi, yaitu di antara 190 – 220 g/PS jam. Hal ini disebabkan oleh luas permukaan pendingin yang lebih besar sehingga kerugian kalornya lebih besar pula. Di samping itu terjadi kerugian energi karena sebagian diperlukan untuk memasukkan udara ke dalam kamar muka dan karena adanya kelambatan proses pembakaran.
Kerugian panas pada saat menghidupkan (start) mesin dalam keadaan dingin merupakan gejala yang tak diinginkan. Dalam keadaan dingin kadang-kadang

mesin sukar dijalankan karena besarnya perpindahan kalor dari udara ke dinding ruang bakar (terutama kamar-muka) yang relatif masih dingin sekali sehingga udara tidak dapat menyalakan bahan bakar. Hal ini dapat diatasi dengan jalan memanaskan kamar-muka terlebih dahulu sebelum mesin distart, yaitu dengan menggunakan alat pemanas khusus. Apabila mesin sudah bekerja, berangsur-angsur dinding kamar-muka menjadi panas dan proses pembakaran akan berlangsung lebih baik. Laju kenaikan tekanan dalam periode pembakaran cepat berkisar antara 2 – 3,5 (kg/cm²/derajat sudut engkol)

Ruang bakar turbulen. Seperti konstruksi ruang bakar kamar muka, ruang bakar ini juga dibagi dua bagian tetapi kamar turbulen bervolume antara 80 – 90% dari volume sisa. Di samping itu kedua ruang bakar tersebut dihubungkan oleh suatu saluran yang berpenampang lebih luas.
Konstruksi ruang bakar turbulen dapat dilihat pada Gb. 55.
Pada langkah kompresi, udara dipaksa masuk ke dalam ruang turbulen sehingga terjadi gerak udara berputar-putar.
Sudah barang tentu udara itu akan berputar makin kencang jika kecepatan torak yang mendorong udara tersebut masuk ke dalam kamar turbulen bertambah besar. Bahan bakar disemprotkan ke dalam arus udara yang berputar di dalam kamar turbulen.
Putaran udara itu turut membantu proses pengabutan bahan bakar dan pencampurannya dengan udara.
Oleh karena itu motor Diesel dengan ruang bakar turbulen tidak memerlukan penyemprot tekanan tinggi. Seperti motor Diesel dengan ruang bakar kamar-muka, motor Diesel dengan ruang bakar turbulen menggunakan penyemprot jenis nosel pasak dengan tekanan penyemprot antara 85 – 140 kg/cm².
Motor Diesel dengan ruang bakar turbulen juga memerlukan alat pemanas ruang turbulen. Sesudah mesin bekerja dengan baik alat pemanas tidak diperlukan lagi.
Makin tinggi temperatur dinding kamar turbulen makin cepat pula periode persiapan pembakaran. Karena itu dalam periode pembakaran cepat dapatlah dicegah terjadinya laju kenaikan tekanan yang terlalu tinggi. Di samping itu, udara yang berputar kencang itupun akan menyebabkan makin singkatnya periode pembakaran terkendali. Maka ruang bakar turbulen sangat baik untuk

Gb. 55 Ruang bakar turbulen

1 Kepala silinder; 2 Penyemprot bahan bakar; 3 Ruang turbulen; 4 Alat pemanas; 5 Torak; 6 Dinding silinder.

motor Diesel kecepatan tinggi. Tekanan maksimumnya berkisar di antara 60 – 70 kg/cm². Laju kenaikan tekanan dalam periode pembakaran cepat berkisar di antara 2,5 – 4 kg/cm²/derajat sudut engkol. Pemakaian bahan bakar spesifiknya mendekati motor Diesel dengan ruang bakar terbuka, yaitu 185 – 210 kg/PS jam.

Ruang bakar Lanova. Prinsip kerja motor Diesel dengan ruang bakar Lanova mirip dengan prinsip kerja ruang bakar kamar-muka. Dari segi konstruksi, perbedaan utamanya terletak pada posisi penyemprot terhadap ruang Lanova, yaitu tidak di dalam ruang tersebut tetapi di sebelah luarnya seperti terlihat pada Gb. 56.
Penyemprot dari ruang Lanova terletak berhadapan dengan lubang ruang Lanova pada jarak tertentu. Kira-kira 60% dari bahan bakar yang disemprotkan masuk ke dalam ruang Lanova yang bervolume ±10% dari volume sisa.
Ruang Lanova sendiri terbagi dua bagian, yaitu ruang Lanova besar dan kecil.
Proses penyalaan pertama terjadi di dalam ruang bakar utama. Sementara penyemprotan bahan bakar masih berlangsung, terjadilah pembakaran di dalam ruang Lanova kecil. Kenaikan tekanan yang terjadi karenanya menyebabkan bahan bakar yang belum terbakar sempurna itu tersembur keluar dari penyemprot.
Maka terjadilah proses percampuran yang lebih efektif karena ruang bakar utama dibentuk demikian rupa sehingga dapat menyebabkan arus berputar.
Pada waktu torak mulai turun dari TMA menuju TMB, terjadilah perbedaan tekanan yang cukup besar antara ruang Lanova dan ruang bakar utama. Karena itu proses penyemburan gas dan bahan bakar dari ruang Lanova ke dalam ruang bakar utama berlangsung dengan kecepatan lebih tinggi.
Dengan demikian diharapkan terjadi proses pembakaran yang lebih halus.

Gb. 56 Ruang bakar Lanova

1 Penyemprot bahan bakar; 2 Ruang lanova.

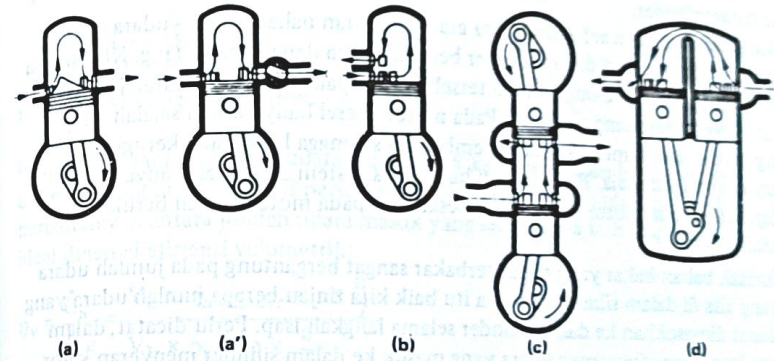
Penyemprotnya menggunakan nosel pasak dengan tekanan penyemprotan di sekitar 125 – 130 kg/cm² dan sudut pancaran yang lebih kecil. Bahan bakar dengan bilangan setana yang lebih tinggi (± 50) merupakan bahan bakar yang sebaiknya digunakan dalam hal ini.

Jika dibandingkan dengan ruang bakar kamar-muka ruang bakar Lanova lebih hemat. Di samping itu dapat digunakan perbandingan kompresi yang relatif lebih rendah (13 – 15) sehingga tidak diperlukan momen putar start yang tinggi. Akan tetapi haruslah diingat 60% dari bahan bakar yang disemprotkan harus dapat masuk ke dalam ruang Lanova. Penggunaan ruang Lanova sangat menguntungkan terutama pada motor Diesel yang harus dapat bekerja pada bermacam-macam kecepatan, termasuk kecepatan tinggi.

Di antara keempat jenis ruang bakar itu motor Diesel dengan ruang bakar terbuka adalah yang paling hemat, apabila dilihat dari segi pemakaian bahan bakarnya. Akan tetapi dari segi kehalusan pembakaran motor Diesel ini termasuk yang paling kasar. Laju kenaikan tekanan dalam periode pembakaran cepat berkisar antara 2,4 – 12 kg/cm²/derajat sudut engkol, sedangkan tekanan gas maksimum dapat mencapai 120 – 160 kg/cm².

9 Motor 2-langkah

9.1 Pendahuluan

Seperti telah diterangkan, motor 2-langkah melengkapi siklusnya dalam dua gerakan torak (TMB–TMA–TMB) atau dalam satu putaran poros engkol (Gb. 57 dan 58). Langkah buang dan langkah isap terjadi pada saat torak berada di sekitar TMB. Lubang isap dan lubang buang pada dinding silinder dibuka dan ditutup oleh torak itu sendiri, seperti terlihat pada Gb. 57 (a) sampai dengan (d). Beberapa motor bakar torak menggunakan katup buang yang terletak di kepala silinder (Gb. 57e) atau lubang buang pada dinding silinder yang dibuka dan ditutup oleh katup geser (Gb. 57f).

Gb. 57 Silinder dari beberapa motor dua-langkah

(a) Pembilasan-tukik konvensional
(a') Pembilasan-tukik dengan katup ruang berputar
(b) Pembilasan-tukik balik
(c) Torak berhadapan
(d) Silinder-U
(e) Pembilasan searah
(f) Pembilasan searah dengan katup-geser

Proses pemasukan udara atau campuran bahan bakar - udara ke dalam silinder tidak dilakukan oleh gerakan isap dari torak seperti pada motor empat langkah, melainkan oleh pompa pembilas. *Pembilasan* ialah proses pembersihan silinder dari gas buang dan pengisian silinder dengan udara atau campuran bahan bakar - udara segar.
Motor 2-langkah bekerja dengan siklus dua kali jumlah siklus motor 4-langkah, untuk putaran yang sama. Karena itu pada putaran poros dan ukuran serta jumlah silinder yang sama, motor 2-langkah dapat menghasilkan daya dua kali daya motor 4-langkah dengan tekanan efektif rata-rata yang sama (lihat persamaan 12, halaman 23).
Dengan demikian konstruksinya menjadi lebih kompak dan juga lebih sederhana karena beberapa bagian mesin yang bergerak dapat ditiadakan. Hal ini sangat menguntungkan, terutama untuk motor Diesel berukuran besar.

9.2 Pembilasan

Pada motor 2-langkah gas buang didesak ke luar dari dalam silinder melalui lubang buang oleh udara atau campuran bahan bakar - udara yang dimasukkan ke dalam silinder.
Sudah barang tentu sebagian udara atau campuran bahan bakar - udara segar akan ikut keluar dari dalam silinder bersama-sama dengan gas buang. Khususnya pada motor bensin 2-langkah hal tersebut merupakan kerugian karena bahan bakar terbuang percuma. Pada motor Diesel hanya udara sajalah yang digunakan untuk melaksanakan pembilasan sehingga hanya ada kerugian daya pembilasan saja. Berdasarkan hal di atas, sistem 2-langkah banyak digunakan pada motor Diesel yang besar atau pada motor bensin berukuran kecil.
Jumlah bahan bakar yang dapat terbakar sangat bergantung pada jumlah udara yang ada di dalam silinder. Karena itu baik kita tinjau berapa jumlah udara yang dapat dimasukkan ke dalam silinder selama langkah isap. Perlu dicatat, dalam keadaan yang sebenarnya udara yang masuk ke dalam silinder menyerap kalor dari katup isap, dinding silinder, serta bagian mesin lainnya yang panas. Karena itu temperatur udara menjadi lebih tinggi daripada temperatur udara atmosfer sehingga berat jenisnya menjadi lebih rendah. Dalam keadaan ideal jumlah udara yang masuk ke dalam silinder untuk motor 4-langkah adalah:

$$\dot{G}_{ai} = V_L \times \gamma_{ai} \times z \times n \times \frac{1}{2} \times 60 \quad (46)$$

atau

$$\dot{G}_{ai} = A_T \times Ln \times z \times \gamma_{ai} \times \frac{1}{2} \times 60 \quad (46a)$$

atau

$$\dot{G}_{ai} = A_T \times c \times z \times \gamma_{ai} \times \frac{1}{4} \times 60 \quad (46b)$$

di mana,

$\dot{G}_{ai}$ = berat udara mengalir masuk ke dalam mesin yang ideal, kg/jam.
V_L = volume langkah torak per silinder, m^3
γ_{ai} = berat jenis udara pada kondisi masuk (atmosfer), kg/m^3
z = jumlah silinder
n = putaran poros engkol, rpm
A_T = luas penampang silinder, m^2
L = panjang langkah torak, m
c = kecepatan torak rata-rata, m/menit
= 2 Ln.

Untuk motor 2-langkah, jumlah udara yang masuk itu

$$\dot{G}_{ai} = V_t \times \gamma_{ai} \times z \times n \times 60 \quad (47)$$

di mana,

$\dot{G}_{ai}$ = berat udara mengalir masuk ke dalam mesin yang ideal, kg/jam
V_t = volume total dari satu silinder

$$= V_L \left(\frac{r}{r-1}\right), m^3.$$

r = perbandingan kompresi.

Pada kenyataannya jumlah udara yang masuk ke dalam mesin lebih rendah daripada yang diperoleh dari persamaan (46) dan (47). Pada motor 4-langkah perbandingan antara jumlah udara masuk yang sebenarnya terhadap yang ideal dinamai efisiensi volumetrik:

$$\eta_v = \frac{\dot{G}_a}{\dot{G}_{ai}} = \frac{V_L \times \gamma_{a\ silinder} \times z \times \frac{n}{2}}{V_L \times \gamma_{ai} \times z \times \frac{n}{2}} = \frac{\gamma_{a\ silinder}}{\gamma_{ai}} \quad (48)$$

di mana,

η_v = efisiensi volumetrik
$\dot{G}_a$ = jumlah udara mengalir masuk ke dalam mesin yang sebenarnya, kg/jam.
$\gamma_{a\ silinder}$ = berat jenis udara di dalam silinder (kg/m^3).

Boleh dikatakan efisiensi volumetrik bergantung pada indeks Mach, Z, yaitu

$$Z = \left(\frac{D}{d}\right)^2 \times \left(\frac{c}{a}\right) \times \frac{1}{C_i} \quad (49)$$

di mana,
Z = indeks Mach
D = diameter silinder
d = diameter katup isap
c = kecepatan torak rata-rata
a = kecepatan suara pada temperatur udara masuk mesin
C_i = koefisien aliran masuk rata-rata (melalui katup).

Untuk motor 4-langkah efisiensi volumetrik berkisar di antara $\eta_v = 0{,}80 - 0{,}85$, untuk $Z < 0{,}50$. Sedangkan untuk $Z > 0{,}50$, harga η_v akan turun dengan cepatnya. Oleh karena itu mesin hendaknya dirancang sehingga Z tidak lebih besar daripada 0,50 pada putaran mesin yang tinggi. Dengan memasukkan persamaan (46) dan (48) ke dalam persamaan (20) dapatlah diperoleh

$$N_e = \eta_e \dot G_f Q_c \times \frac{427}{3600 \times 75} = \eta_e \dot G_f Q_c \times \frac{1}{632}$$

$$= \eta_e \dot G_a f Q_c \times \frac{1}{632}$$

$$= \eta_e \eta_v \dot G_{ai} f Q_c \times \frac{1}{632}$$

$$= \eta_e \eta_v f Q_c \times V_L \times \gamma_{ai} \times z \times \frac{n}{2} \times \left(\frac{60 \times 427}{3600 \times 75}\right) \qquad (50)$$

dan

$$P_{e\ \text{rata-rata}} = \eta_e \eta_v \dot G_{ai} f Q_c \times \frac{1}{V_L \times z \times \frac{n}{2}} \times \frac{427}{6 \times 10^5}\ \text{kg/cm}^2$$

atau dengan menggunakan persamaan (46),

$$P_{e\ \text{rata-rata}} = \eta_e \eta_v f Q_c \gamma_{ai} \times 0{,}0427\ \text{kg/cm}^2. \qquad (51)$$

Pada kedua persamaan itu dapat dilihat, baik N_e maupun $P_{e\ \text{rata-rata}}$ bergantung pada besarnya η_v; V_L dinyatakan dalam m^3 dan γ_{ai} dalam kg/m^3. Pada motor 2-langkah, perbandingan antara jumlah udara yang mengalir ke dalam mesin yang sebenarnya terhadap yang ideal merupakan ukuran tentang banyaknya kelebihan udara yang diperlukan untuk melaksanakan pembilasan. Angka perbandingan tersebut dinamai *perbandingan pembilasan*, R_p. Jadi,

$$R_p = \frac{\dot G_a}{\dot G_{ai}} = \frac{G_a\left(\frac{r-1}{r}\right)}{V_L \times \gamma_{ai} \times z \times n \times 60}$$

atau

$$R_p = \frac{\dot G_a\left(\frac{r-1}{r}\right)}{A_T \times c \times z \times \gamma_{ai} \times 30} \qquad (52)$$

di mana,
c = kecepatan torak rata-rata, m/menit.

Untuk memperoleh pembilasan yang sebaik-baiknya, kebanyakan motor 2-langkah memerlukan R_p di sekitar 1,2. Lebih dari 1,2 dikhawatirkan akan menimbulkan kerugian udara atau campuran bahan bakar - udara yang terlalu besar; di samping itu juga diperlukan tekanan pembilasan yang tinggi. Tetapi yang terpenting adalah berapa banyak udara atau campuran bahan bakar- udara yang tinggal di dalam silinder. Jumlah tersebut sangat menentukan besarnya daya yang dapat dihasilkan oleh mesin. Maka perlulah didefinisikan parameter yang lain yaitu *efisiensi pembilasan*, η_p.

$$\eta_p = \frac{\dot G_{a\ \text{tinggal}}}{\dot G_{ai}}$$

$$= \frac{\dot G_{a\ \text{tinggal}}\left(\frac{r-1}{r}\right)}{V_L \times \gamma_{ai} \times z \times n \times 60} \qquad (53)$$

$\dot G_{a\ \text{tinggal}}$ adalah berat udara yang tinggal di dalam silinder.

Efisiensi pembilasan akan menunjukkan berapa jauh gas pembakaran dapat diganti oleh udara atau campuran bahan bakar - udara segar, justru pada saat pembilasan selesai.

Hubungan antara R_p dan η_p dapat diperkirakan dengan mempergunakan persamaan

$$\eta_p = 1 - e^{-R_p}. \qquad (54)$$

Hubungan tersebut sebenarnya bergantung pada bentuk, ukuran, dan susunan lubang buang dan lubang isap; bentuk kepala torak, kepala silinder, dan ruang bakar; kecepatan torak; saat pembukaan dan penutupan lubang buang dan isap; dan sebagainya. Dalam keadaan sebenarnya, η_p sedikit lebih rendah daripada yang diperoleh dari persamaan (54).

Seperti terlihat pada persamaan (52), harga R_p bertambah kecil jika kecepatan torak bertambah besar. Di samping itu R_p juga bergantung pada perbandingan tekanan buang terhadap tekanan isap; makin besar perbandingan tersebut makin besar pula harga R_p. Pada umumnya harga R_p berkisar di antara 0,8 dan 1,4.

Apabila f' adalah perbandingan bahan bakar - udara segar yang tinggal di dalam silinder; η_e' adalah efisiensi termal berdasarkan energi bahan bakar yang ada di

dalam silinder; daya poros yang dihasilkan adalah

$$N_e = \eta_e' \eta_p f' Q_c V_L \gamma_{ai} z n \left(\frac{r}{r-1}\right) \times \frac{427}{60 \times 75} \text{ PS} \tag{55}$$

dan

$$P_{e\ rata\text{-}rata} = \eta_e' \eta_p G_{ai} f' Q_c \times \frac{1}{V_L \times z \times n} \times \frac{r}{r-1} \times \frac{427}{6 \times 10^5}$$

$$= \eta_e' \eta_p f' Q_c \gamma_{ai} \left(\frac{r}{r-1}\right) \times 0{,}0427 \text{ kg/cm}^2. \tag{56}$$

Bila lubang buang terbuka lebih dahulu daripada lubang isap, lubang isap akan tertutup lebih dahulu daripada lubang buang. Dalam proses ini lubang isap dan buang terbuka dan tertutup beberapa derajat sudut engkol sebelum dan sesudah TMB yang sama. Proses ini dinamai pembukaan dan penutupan yang *tangkup*. Apabila lubang buang ditutup dan dibuka beberapa derajat sebelum dan sesudah TMB yang tidak sama, proses itu dinamai pembukaan dan penutupan *senjang*.

Jadi, *pembilasan tukik* (Gb. 57a) menggunakan cara pembukaan dan penutupan lubang yang tangkup. Tekanan efektif rata-ratanya lebih rendah daripada yang dapat dihasilkan oleh motor 2-langkah dengan saat pembukaan dan penutupan lubang yang senjang.

Tetapi daya per satuan berat mesin lebih tinggi oleh karena tidak diperlukan alat khusus untuk membuka dan menutup lubang tersebut.

Pembilasan tukik-balik (Gb. 57b). Pada konstruksi jenis ini, lubang buang terletak di atas lubang isap pada pihak yang sama. Pada motor kecil konstruksi ini sukar dilaksanakan, tetapi pada motor besar (dengan diameter silinder yang besar) dengan putaran rendah tidak menjadi soal.

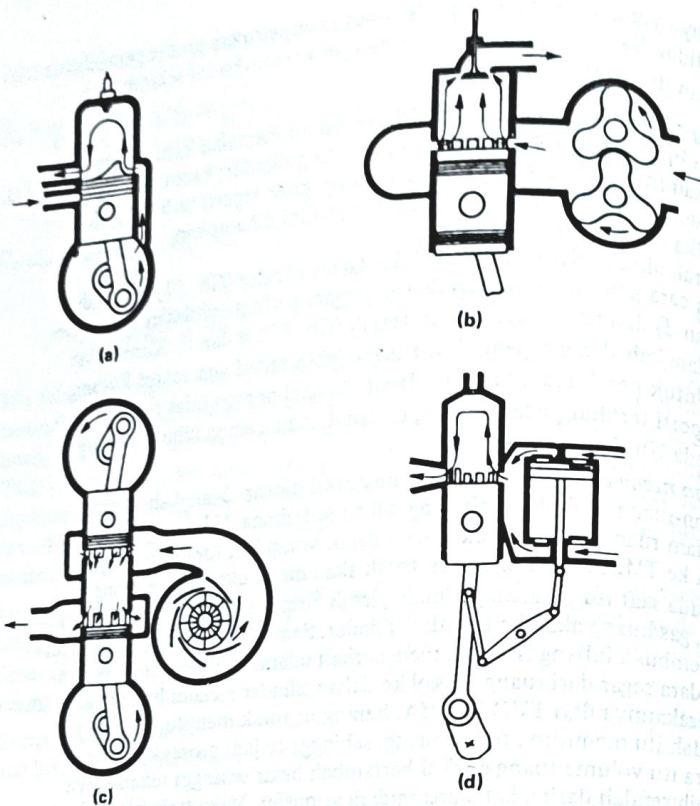
Konstruksi torak-berhadapan (Gb. 57c). Pada konstruksi ini terdapat dua poros engkol. Jadi, terdapat dua buah torak yang bergerak berhadapan, masing-masing membuka dan menutup lubang buang atau lubang isap. Pada konstruksi tersebut saat pembukaan dan penutupan lubang buang dan isap dapat diatur sesuai dengan prestasi yang diinginkan sehingga dapat diperoleh tekanan efektif rata-rata yang lebih tinggi. Akan tetapi konstruksinya menjadi lebih sulit di samping jumlah komponen mesin yang bertambah banyak. Konstruksi torak-berhadapan banyak digunakan pada kapal besar dan lokomotip.

Silinder-U (Gb. 57d). Konstruksi silinder-U tidak digunakan pada motor Diesel. Hal ini disebabkan karena bagian ruang bakar yang menghubungkan kedua silinder tersebut menjadi terlalu sempit, sesuai dengan perbandingan

kompresinya yang harus tinggi. Hal tersebut mempersukar proses pembilasan sehingga tidak banyak dipakai. Perkembangan konstruksi ini selanjutnya diterangkan dalam Bab 13.

Penggunaan katup (Gb. 57e dan f). Konstruksi ini memakai katup buang, sedangkan lubang isap tetap berada pada dinding silinder; karena itu masih memerlukan mekanisme katup. Namun katup geser seperti terlihat pada Gb. 57f sudah jarang dipergunakan. Konstruksi ini diharapkan dapat menghasilkan daya yang lebih besar.

Melihat arah aliran udara yang masuk ke dalam silinder (Gb. 57) dapatlah dikatakan cara pembilasan dibagi dua golongan, yaitu pembilasan tukik (Gb. 57a, b, dan d) dan pembilasan aliran searah (Gb. 57c, e dan f). Konstruksi motor 2-langkah dengan pembilasan tukik lebih sederhana tetapi kurang efektif. Untuk pembilasan tersebut dapat dipakai pompa bilas pemindahan positif seperti terlihat pada Gb. 58a, b, dan d; atau pompa bilas sentrifugal seperti pada Gb. 58c.

Pembilasan-ruang engkol (Gb.58a). Konstruksi motor 2-langkah dengan pembilasan-ruang engkol adalah yang paling sederhana. Udara pembilas yang ada di dalam ruang engkol ditekan oleh torak setiap kali torak itu bergerak dari TMA ke TMB. Pada suatu saat torak akan membuka lubang buang. Karena pada saat itu tekanan gas buang lebih besar daripada tekanan udara atmosfer, gas buang akan ke luar dari silinder. Sementara itu torak berangsur-angsur membuka lubang isap dan mengalirkan udara, atau campuran bahan bakar - udara segar dari ruang engkol ke dalam silinder melalui lubang tersebut. Dalam gerakannya dari TMB ke TMA, berangsur torak menutup lubang isap, dan sesudah itu menutup lubang buang, sehingga terjadi proses kompresi. Sementara itu volume ruang engkol bertambah besar sehingga tekanannya turun lebih rendah daripada tekanan udara atmosfer. Maka terisaplah udara atau campuran bahan bakar - udara segar, masuk ke dalam ruang engkol melalui lubang pada dinding silinder di bawah torak yang pada waktu tersebut dalam keadaan tidak tertutup oleh torak. Selama itu terdapat hubungan antara saluran isap dengan ruang engkol (torak berada di sebelah atas lubang isap).
Proses pengisapan udara ke dalam ruang engkol akan berhenti setelah lubang isap tertutup kembali oleh dinding torak, yaitu pada waktu torak bergerak kembali dari TMA ke TMB. Dengan cara pembilasan seperti ini tidak dapat diharapkan tercapai $P_{e\ rata\text{-}rata}$ yang tinggi jika dibandingkan dengan cara seperti tersebut pada Gb. 58b dan d, yang menggunakan pompa bilas yang khusus.
Pada umumnya pembilasan-ruang engkol hanya digunakan pada motor bensin berukuran kecil saja. Bahan bakarnya (bensin) dicampur dengan minyak pelumas dengan perbandingan volume di sekitar 20 : 1. Maksudnya agar supaya campuran itu sekaligus berfungsi sebagai pelumas poros engkol dan dinding silinder. Sudah barang tentu gas pembakaran tak dapat diharapkan bersih, suatu

Gb. 58 Beberapa macam pembilasan
(a) Pembilasan ruang engkol, atau *'Crankcase scavenging'*
(b) Pembilasan dengan *'roots blower'*
(c) Pembilasan dengan pompa bilas sentrifugal
(d) Pembilasan dengan pompa bilas torak

hal yang kurang menguntungkan. Pada motor 2-langkah dengan pembilasan ruang engkol, tekanan dari campuran yang masuk ke dalam silinder tidak banyak berbeda dengan tekanan buang; oleh karena itu perbandingan pembilasan, R_p, selalu lebih kecil daripada satu.
Dengan pompa bilas pemindahan positif yang lain, seperti terlihat pada Gb. 58b dan d, proses pembilasan dapat lebih efektif. Dengan pompa bilas yang lebih baik dapat diharapkan R_p akan konstan di dalam daerah operasinya yang normal. Pada lubang isap dan buang serta di dalam saluran buangnya

mungkin terdapat kerak yang dapat menghambat proses pembilasannya. Dalam keadaan tersebut terakhir ini diperlukan tekanan pompa yang lebih tinggi sehingga daya yang diperlukan untuk menggerakkan pompa akan bertambah besar.

Pembilasan dengan pompa sentrifugal, Gb. 58c. Kebaikan pompa bilas sentrifugal yang digerakkan oleh mesin sendiri (melalui roda transmisi) bergantung pada putaran mesin tersebut. Hal ini disebabkan oleh karena tekanan udara atau campuran bahan-bakar udara yang masuk ke dalam silinder sebanding dengan pangkat dua dari putaran pompa.

Kebaikan proses pembilasan sangat bergantung pada kebersihan saluran buang. Prestasi motor 2-langkah sangat peka terhadap kondisi saluran isap dan saluran buang.
Adanya endapan atau kerak pada lubang isap, lubang buang serta saluran buang, akan mengganggu kelancaran proses pembilasan itu. Maka berdasarkan kesulitan dan kerugian pembilasan pada motor 2-langkah, boleh dikatakan pada kecepatan torak rata-rata dan kondisi operasi serta ukuran mesin yang sama, motor 2-langkah hanya dapat menghasilkan kurang lebih 1,6 kali daya motor 4-langkah.

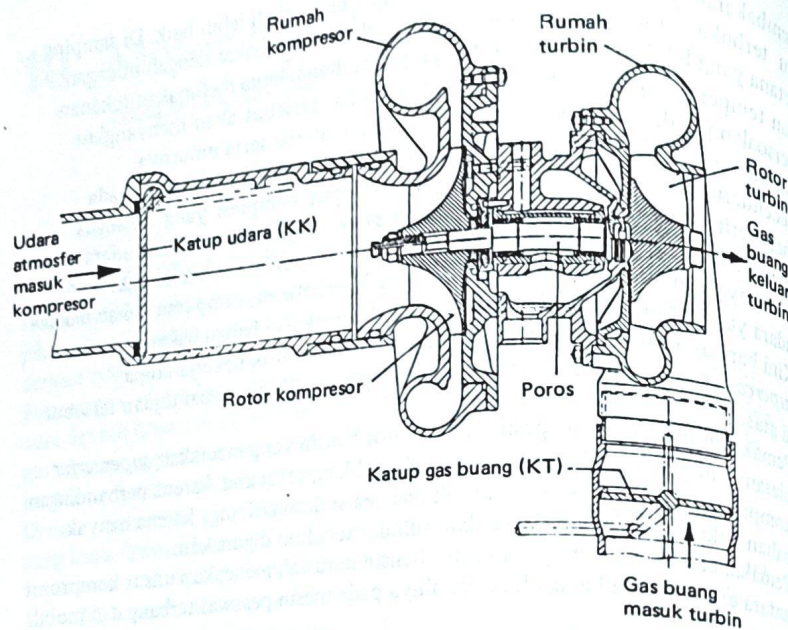
10 Motor bakar torak dengan supercarjer

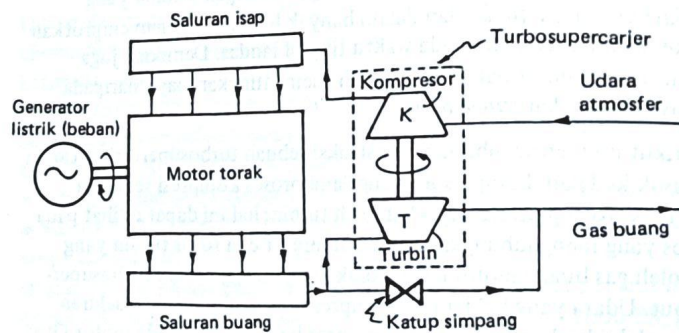
Sebuah motor 4-langkah yang bekerja dengan *supercarjer* tekanan isapnya lebih tinggi daripada tekanan udara atmosfer sekitarnya. Hal ini diperoleh dengan jalan memaksa udara atmosfer masuk ke dalam silinder selama langkah isap, dengan pompa udara yang biasa dinamai *supercarjer*.
Supercarjer digerakkan dengan daya yang dihasilkan oleh mesin itu sendiri; atau dengan jalan memanfaatkan energi gas buang untuk menggerakkan turbin gas yang menggerakkan *supercarjer*. *Supercarjer* yang digerakkan oleh turbin gas buang dinamai *turbo-supercarjer*.
Dengan *supercarjer* jumlah udara atau campuran bahan bakar - udara segar yang biasa dimasukkan lebih besar daripada dengan proses pengisapan oleh torak pada waktu langkah-isap. Tekanan udara masuk silinder berkisar antara 1,2 – 2,2 kg/cm^2. Motor dua-langkah dengan *supercarjer* akan menaikkan sekaligus tekanan isap dan tekanan buang.

Tujuan utama penggunaan *supercarjer* adalah memperbesar daya motor (30 – 80%); mesin pun menjadi lebih kompak lagi pula ringan. Boleh dikatakan motor Diesel dengan *supercarjer* dapat bekerja lebih efisien, pemakaian bahan bakar spesifiknya lebih rendah (5 – 15%). Khususnya pada unit besar, dengan supercarjer sangat menguntungkan karena biasanya lebih murah harganya.

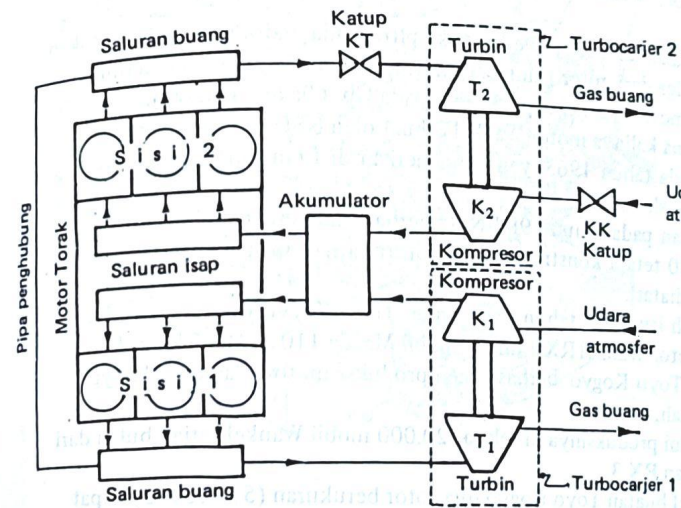
Dilihat dari konstruksi dan harganya, Motor Diesel dibawah 100 PS tidak ekonomis menggunakan *supercarjer*. Tetapi apabila mesin harus bekerja pada ketinggian lebih dari 1500 meter di atas laut, *supercarjer* mempunyai arti penting dalam usaha mengatasi kerugian daya yang disebabkan oleh berkurangnya kepadatan udara atmosfer di tempat tersebut. Mesin dengan daya di antara 100 dan 200 PS yang banyak dipakai pada kendaraan laut, tidak memperlihatkan pembatasan yang tegas; banyak juga yang menggunakan *supercarjer*. Dalam hal tersebut kapal laut kebanyakan memakai motor Diesel tanpa *supercarjer*.
Di atas 250 PS, motor Diesel untuk kendaraan darat dan kapal laut biasanya diperlengkapi dengan *supercarjer*. Unit stasioner di bawah 1000 PS, karena ukuran dan berat tidak merupakan faktor yang terlalu menentukan, pada umumnya jarang menggunakan *supercarjer*.
Pada motor Diesel, *supercarjer* dapat mempersingkat periode persiapan

pembakaran sehingga karakteristik pembakaran menjadi lebih baik. Di samping itu terbuka kemungkinan untuk menggunakan bahan bakar dengan bilangan setana yang lebih rendah. Akan tetapi jangan hendaknya melupakan tekanan dan temperatur gas pembakarannya karena hal tersebut akan menyangkut persoalan pendinginan, konstruksi, kekuatan material serta umurnya.
Untuk mencegah terjadinya tekanan maksimum yang terlalu tinggi ada kecenderungan untuk mengurangi perbandingan kompresi yang sekaligus memperingan start mesin. Karena *supercarjer* dapat memasukkan udara lebih banyak, dapat diharapkan pembakaran menjadi lebih baik dan gas buangnya lebih bersih. Kiranya perlu pula diperhatikan, campuran bahan bakar - udara yang lebih miskin akan memperkecil pemakaian bahan bakar spesifik.
Kini banyak motor Diesel yang semula dirancang untuk bekerja tanpa *supercarjer* diperlengkapi dengan *supercarjer* untuk mencapai tujuan tersebut di atas.
Pemakaian bahan bakar spesifik dari motor bensin yang memakai *supercarjer* biasanya menjadi lebih besar. Hal ini disebabkan, terutama, karena perbandingan kompresinya harus diperkecil untuk mencegah detonasi; juga karena banyak bahan bakar yang keluar dari dalam silinder sebelum digunakan.
Pemakaian *supercarjer* pada motor bensin haruslah mencakup unsur kompromi antara efisiensi dan kebutuhan, misalnya pada mesin pesawat terbang dan mobil balap.
Pada mesin pesawat terbang, *supercarjer* digunakan untuk memperoleh daya yang sebesar-besarnya pada waktu tinggal landas dan untuk memampas berkurangnya kepadatan udara pada ketinggian yang lebih tinggi. Boleh dikatakan, kecuali pada motor bensin yang kecil, semua motor bensin untuk pesawat terbang selalu menggunakan *supercarjer*. Persoalan detonasi dapat diatasi dengan menggunakan bensin dengan bilangan oktana yang lebih tinggi *(aviation-type fuels)* dan dalam banyak hal dengan menyemprotkan air alkohol ke dalam arus udara pada waktu tinggal landas. Demikian juga motor bensin untuk mobil balap, yang lebih mementingkan daya daripada efisiensi, banyak memakai *supercarjer*.

Gb. 59A berikut ini menggambarkan konstruksi sebuah turbosupercarjer. Udara atmosfer masuk kedalam kompresor, mengalami proses kompresi sehingga tekanannya naik. Kompresor digerakkan oleh turbin; hal ini dapat dilihat pada adanya poros yang menghubungkan rotor kompresor dan rotor turbin yang digerakkan oleh gas buang motor bakar torak yang menggunakan turbosupercarjer tersebut. Udara yang keluar dari kompresor mengalir kedalam saluran isap motor; melalui karburator atau penyemprot bahan bakar, pada motor Otto. Selanjutnya udara mengalir kedalam silinder.

Gb. 59a Sebuah turbosupercarjer dengan katup udara (KK) dan katup gas buang (KT) dalam keadaan tertutup.

Skema instalasi motor torak dengan turbosupercarjer dapat dilukiskan seperti terlihat pada Gb. 59b.

Gb. 59b Diagram aliran udara dan gas buang pada motor torak dengan turbosupercarjer.

Apabila motor dirancang untuk mencapai efisiensi maksimum pada daerah pembebanan tinggi, maka pada pembebanan rendah daya dan efisiensinya turun karena pembakaran kurang sempurna. Pada beban rendah, gas buang yang terjadi tidak cukup kuat menggerakkan turbosupercarjer, atau, pada kondisi beban rendah tidak diperlukan supercarjer; maka gas buang dapat dibuat tidak (semuanya) mengalir melalui turbin, dengan mengatur pembukaan katup simpang, sehingga turbocarjer tidak bekerja. Pembukaan katup simpang tersebut dapat disesuaikan dengan pembukaan katup gas; apabila katup gas terbuka penuh, katup simpang tertutup. Demikianlah, turbosupercarjer haruslah cocok dan terpadu dengan motor yang menggunakan, sesuai dengan tujuan penggunaannya untuk memenuhi: kebutuhan daya, daerah putaran, karakteristik momen putar, tingkat emisi gas buang, pemakaian bahan bakar spesifik, ketahanan, berat, ukuran, suara, dan beberapa parameter pilihan lain yang diinginkan.

Sebuah motor torak dapat pula menggunakan dua buah turbosupercarjer, seperti terlihat pada Gb. 59c.

Gb. 59c Skema instalasi sebuah motor torak dengan dua turbocarjer.

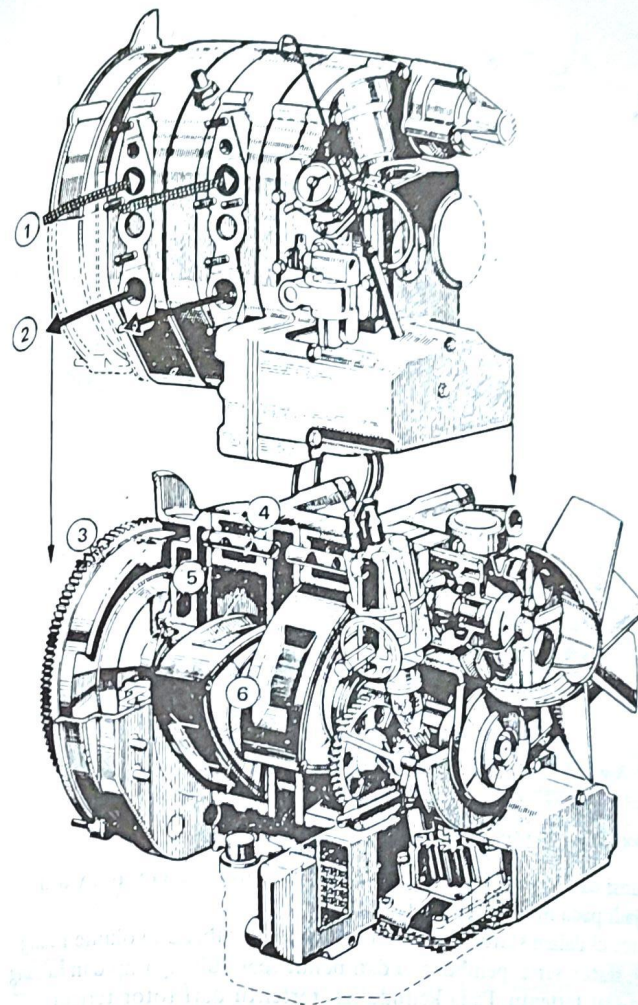
Pada operasi beban-penuh kedua turbocarjer bekerja. Sedangkan pada beban-sebagian, hanya satu turbocarjer yang bekerja; pada kondisi ini katup KT dan katup KK tertutup sehingga turbocarjer 2 tidak bekerja.

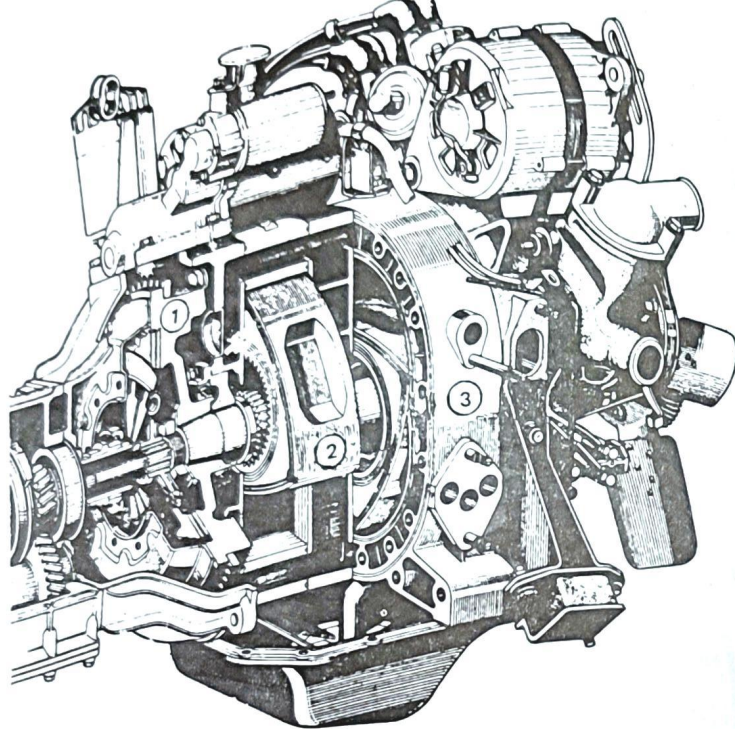
11 Motor Wankel

11.1 Pendahuluan

Pada motor bakar torak yang biasa kita lihat sehari-hari terdapat torak yang bergerak translasi dan poros engkol yang bergerak rotasi. Pengalihan gerak translasi torak menjadi gerak rotasi poros engkol tersebut dilakukan oleh batang penggerak yang menghubungkan torak dengan poros engkol.
Dr. Felix Wankel mencoba menghapuskan torak yang bergerak translasi supaya batang penggerak dan poros engkol tidak lagi diperlukan.
Pada tahun 1954 Dr. Felix Wankel berhasil menciptakan sebuah mesin yang terdiri dari rotor berbentuk segi tiga sama sisi yang berputar dalam stator (rumah).
Permukaan-dalam dari stator berbentuk epitrokoida, yaitu tempat kedudukan puncak segi tiga dari rotor yang berputar. Konstruksi mesin yang kemudian diberi nama motor Wankel dapat dilihat pada Gb. 60a dan Gb. 60b.
Untuk pertama kalinya motor Wankel dibuat oleh NSU Motorenwerke A.G. di Jerman pada tahun 1963, yang dipamerkan di Frankfurt tetapi tenyata kurang memuaskan.
Baru kemudian pada tahun 1967 NSU berhasil membuat mobil bermesin Wankel Ro 80 tetapi konstruksi sekat rotornya merupakan masalah yang masih harus diatasi.
Segera setelah itu, pada tahun yang sama, Toyo Kogyo di Jepang berhasil membuat motor Wankel RX 2 untuk mobil Mazda 110 S. Menjelang akhir tahun 1972 Toyo Kogyo berhasil memproduksi motor Wankel sebanyak ± 370.000 buah.
Pada waktu ini produksinya di sekitar 20.000 mobil Wankel setiap bulan dari jenis RX 2 dan RX 3.
Mesin Wankel buatan Toyo Kogyo dua rotor berukuran (573 cc × 2) dapat menghasilkan 130 hp @ 7.000 rpm sedangkan yang berukuran (491 cc × 2) menghasilkan 110 hp @ 7.000 rpm. Semua mesin tersebut bekerja dengan perbandingan kompresi 9,4.

Cara kerja

Motor Wankel bekerja dengan siklus termodinamika yang sama dengan motor bakar torak yang konvensional. Jadi, fluida kerja mengalami proses isap,

Gb. 60 a Motor NSU Wankel RC KKM 512
(Dua rotor; 110 hp @ 6000 rpm; pendinginan air)

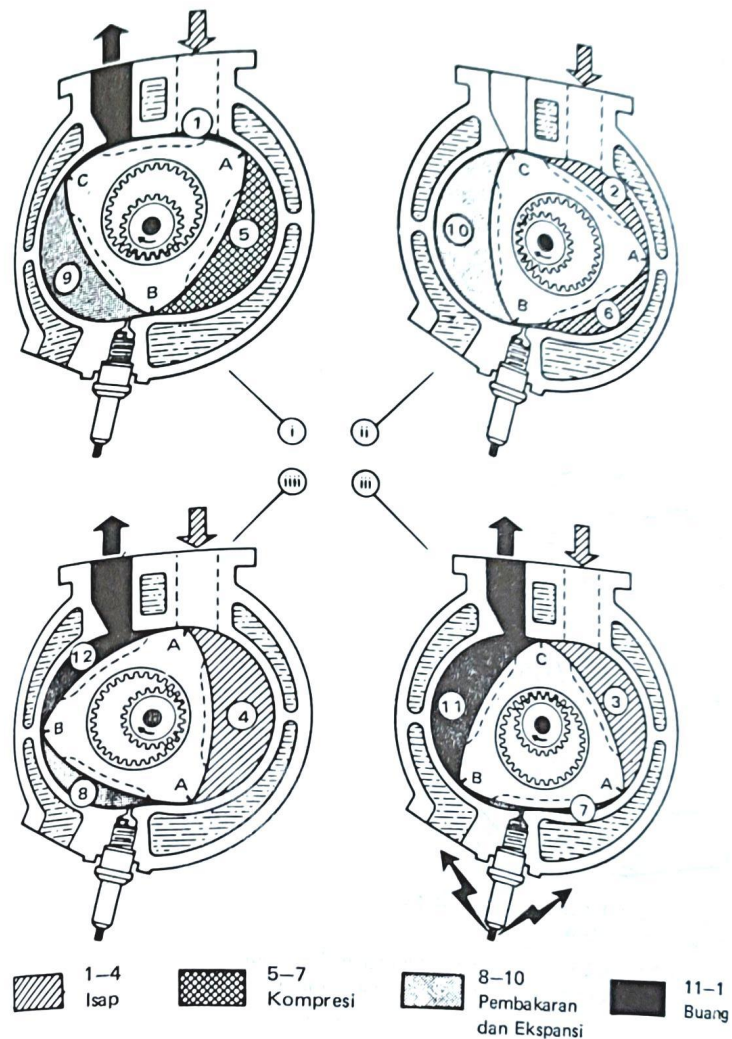
1 Isap; 2 Buang; 3 Roda gaya; 4 Stator; 5 Air pendingin; 6 Rotor

Gb. 60B Motor Wankel RX-3
(Dua rotor; volume langkah 700 cu. in.; 90 hp @ 6000 rpm)

1 Roda gaya; 2 Rotor; 3 Stator (rumah).

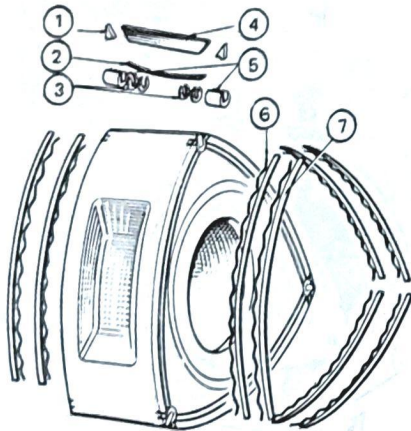
kompresi, ekspansi dan buang. Proses tersebut dilukiskan pada Gb. 61, yaitu proses yang terjadi pada motor Wankel RC.

Berputarnya rotor di dalam stator akan menyebabkan perubahan volume ruang antara rotor dan stator serta pembukaan dan penutupan lubang isap dan lubang buang pada saat-saat tertentu. Pada kedudukan tertentu dari rotor terjadi proses pengisapan campuran bahan bakar - udara ke dalam ruang 1, 2, 3, dan 4. Apabila ruang antara rotor dan stator mencapai volume maksimumnya, pada saat itulah dimulai proses kompresi 5, 6, dan 7.

Pada saat 7, busi mengeluarkan loncatan listrik; terjadilah pembakaran dan ekspansi 8, 9, 10.

Proses berikutnya adalah langkah buang 11 dan 12, dan selesailah proses siklus tersebut. Ketiga permukaan rotor mengalami proses tersebut di atas secara berurutan.

Gb. 61 Kedudukan rotor motor Wankel RC dan prosesnya

Di bagian dalam dari rotor terdapat roda gigi sehingga rotor dapat memutar poros daya. Namun demikian pusat putaran rotor tidak berimpit dengan sumbu poros daya yang berputar dengan kecepatan tiga kali kecepatan putar rotor.

Di atas sudah diterangkan, kontur bidang stator adalah epitrokoida yang merupakan tempat kedudukan puncak segi tiga rotor dalam segala keadaan. Di samping itu ketiga ruang antara rotor dan stator harus disekat dengan baik. Oleh karena itu pada setiap puncak segi tiga rotor harus dipasang sekat yang baik. Setiap sekat tesebut harus menekan secara sinambung bidang epitrokoida dari stator pada setiap kedudukan rotor.
Tidaklah mengherankan apabila sekat tersebut harus dapat bergerak keluar-masuk rotor dengan bebas; tetapi hal tersebut juga berarti permukaan bidang stator mengalami tekanan siklus. Jadi, selain getaran, keadaaan tersebut juga menimbulkan masalah pelumasan, gesekan dan keausan. Di samping sekat pada puncak segi tiga rotor, diperlukan sekat pada kedua bidang samping dari rotor. Konstruksi kedua jenis sekat tersebut dapat dilihat pada Gb. 62.

Gb. 62 Sekat puncak dan sekat samping segi tiga rotor sebuah motor Wankel

1 Bagian sudut; 2 Pegas; 3 Pegas balok penyambung; 4 Sekat puncak; 5 Balok penyambung; 6 Pegas sekat samping; 7 Sekat samping.

Permukaan bidang rotor merupakan bidang cembung, yang diusahakan tidak menyinggung bidang epitrokoida pada setiap kedudukan rotor. Bentuk tersebut penting sekali untuk menentukan perbandingan kompresi, yaitu faktor penting yang menentukan efisiensi termal. Dalam hal ini perbandingan kompresi adalah

$$r = \frac{\text{Volume maksimum}}{\text{Volume minimum}} \qquad (57)$$

11.2 Pelumasan dan pendinginan

Pada motor Wankel pelumasan merupakan masalah yang cukup sulit. Dalam hal ini dibedakan antara pelumasan permukaan stator, puncak serta bidang samping segi tiga rotor, dan pelumasan poros, bantalan serta roda gigi.
Rotor bergerak di dalam stator yang distribusi temperaturnya tidak merata. Daerah sekitar busi merupakan bagian yang terpanas sedangkan daerah di sekitar lubang isap yang terdingin. Oleh karena itu pelumasan rotor harus diperhatikan dengan seksama.

Untuk mengurangi kerugian gesek antara puncak segi tiga rotor dan permukaan stator, minyak pelumas dapat dimasukkan dengan beberapa cara, antara lain:

1 bersama-sama dengan bahan bakar seperti yang dilaksanakan pada motor bensin dua-langkah;
2 melalui permukaan dinding stator yang relatif dingin (dekat pada lubang isap); atau,
3 melalui alur sekat-puncak rotor.

Di samping itu dinding samping rotor harus mendapat pelumasan yang sebaik-baiknya oleh karena juga dikenai gas panas. Sedangkan sekat dinding samping rotor harus menjaga agar fluida kerja tidak bocor dari ruang antara permukaan rotor dan stator.
Kemungkinan terjadinya keausan permukaan epitroikoida dan sekat yang bergetar atau patah merupakan faktor yang harus pula diperhitungkan, Dengan material dan pengerjaan permukaan yang baik serta minyak pelumas yang sesuai kiranya hal tersebut dapat diatasi. Percobaan yang telah dilaksanakan menyatakan dapat dicapainya ketahanan kerja antara 1.000 – 2.000 jam atau jarak perjalanan 45.000 – 120.000 km.
Pendinginan stator dapat dilakukan dengan air atau udara. Sedangkan rotor dapat didinginkan dengan minyak pelumas atau campuran bahan bakar dan minyak pelumas.
Menurut pengalaman NSU ada pengaruh cara pendinginan yang dipergunakan terhadap prestasi mesin Wankel RC seperti terlihat pada Tabel 8.

Dari beberapa bagian mesin yang harus didinginkan itu, stator (bidang epitrokoida) merupakan bagian yang paling kritis, terutama di sekitar tempat busi sampai ke lubang buang. Untuk mengurangi kerugian kalor haruslah diusahakan agar proses pembakaran dapat dilaksanakan dalam daerah yang sependek-pendeknya.
Pendinginan rotor tidak begitu sulit oleh karena pada setiap langkah isap, rotor didinginkan juga oleh campuran bahan bakar - udara segar yang relatif masih dingin.

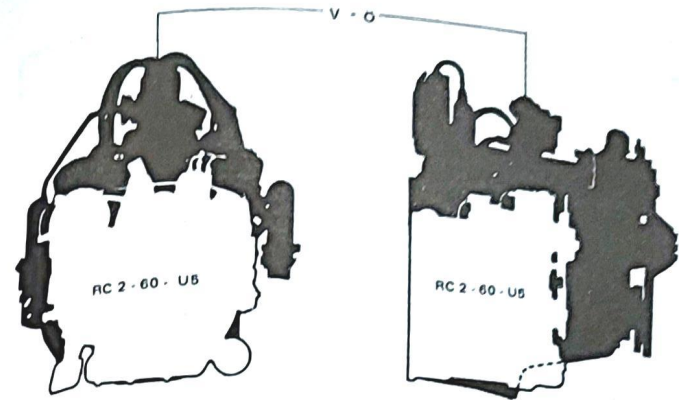
Tabel 8 Prestasi motor Wankel RC ditinjau dari sistem pendinginannya

Fluida pendingin		% dari tekanan efektif rata-rata
Stator	Rotor	
Air	Minyak pelumas (pemasukan dari permukaan)	100
Air	Minyak pelumas (pemasukan dari samping)	85
Udara	Minyak pelumas (pemasukan dari permukaan)	90
Air	Campuran (pemasukan dari samping)	75
Udara	Campuran (pemasukan dari samping)	60

Catatan: Campuran = *Campuran bahan bakar dan udara*

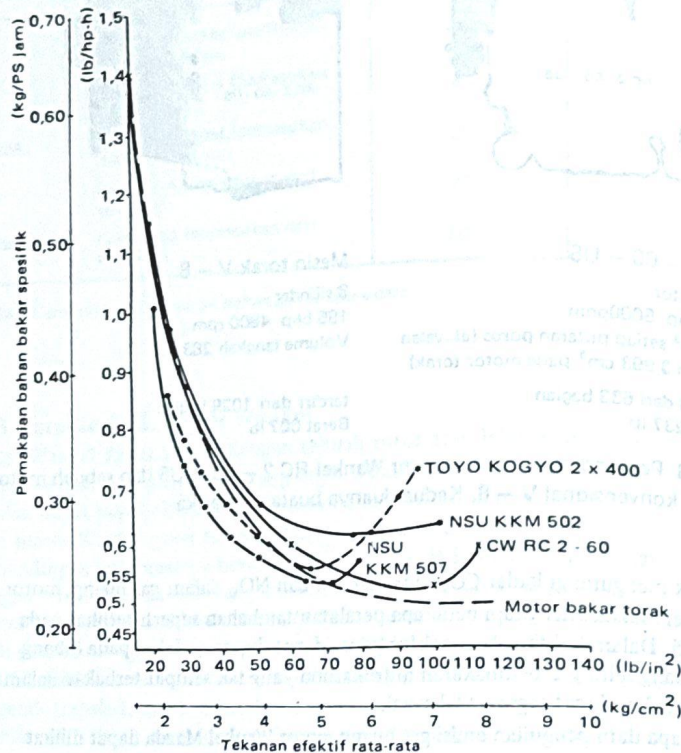
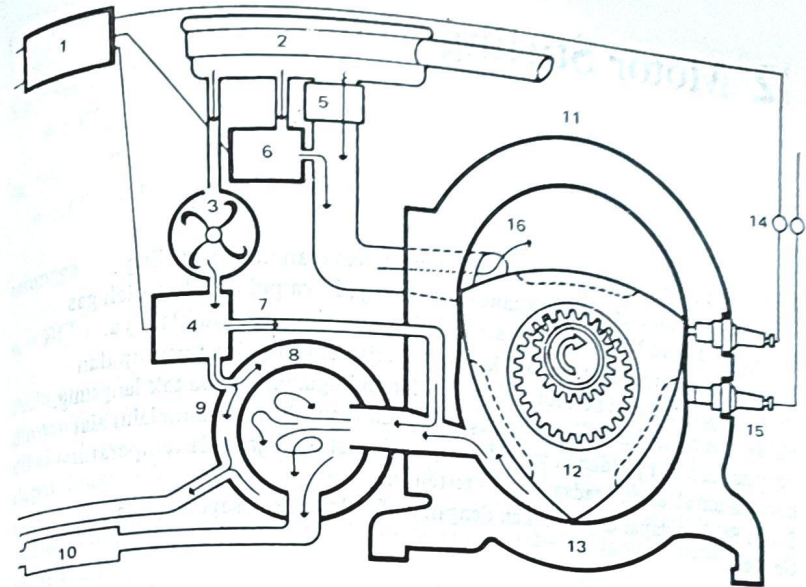
11.3 Karakteristik motor Wankel

Motor Wankel dapat dibuat dengan sebuah rotor atau lebih yang disusun sejajar, bergantung pada daya yang ingin dihasilkan. Di samping itu motor Wankel dapat pula bekerja sebagai motor Diesel maupun motor Otto. Dari motor Wankel yang sudah dibuat (semua adalah motor bensin) perbandingan kompresinya berkisar di antara 8,5–9,5. Jika dibandingkan dengan motor bakar torak yang konvensional, untuk daya yang sama ternyata motor Wankel lebih ringan (± 30%), berukuran lebih kecil (± 50%), lebih sederhana (jumlah komponennya ±30% lebih sedikit) dan lebih murah (±20%). Oleh karena motor Wankel tidak menggunakan bagian mesin yang bergerak translasi, boleh dikatakan halus bunyinya dan bebas dari getaran apabila rotor dapat diimbangkan dengan baik. Gb. 63 menunjukkan perbandingan antara motor Wankel dan motor bakar torak konvensional yang menghasilkan daya yang sama besar.

Untuk memperbaiki proses pembakaran motor Wankel Mazda menggunakan dua buah busi untuk setiap ruang bakar. Busi yang pertama bekerja beberapa saat lebih dahulu daripada yang kedua.
Jika dibandingkan dengan busi motor bakar torak yang konvensional, busi motor Wankel harus dibuat lebih kuat, tahan temperatur tinggi, dan tahan erosi. Pemakaian bahan bakar spesifik dari beberapa motor Wankel dapat dilihat pada Gb. 64. Untuk mengatasi masalah pencemaran udara, khususnya

RC 2 – 60 – U5
Dua rotor
188 bhp 5000ppm
120 in³ setiap putaran poros (ekivalen dengan 3,993 cm³ pada motor torak)
Terdiri dari 633 bagian
Berat 237 lb

Mesin torak V – 8
8 silinder
195 bhp 4800 rpm
Volume langkah 283 in³
terdiri dari 1029 bagian
Berat 607 lb

Gb 63 Perbandingan antara motor Wankel RC 2 – 60 – U5 dan sebuah motor torak konvensional V – 8. Kedua-duanya buatan Amerika

untuk mengurangi kadar CO, hidrokarbon dan NO_x dalam gas buang, motor Wankel Mazda dilengkapi beberapa peralatan tambahan seperti terlihat pada Gb. 65. Dalam hal tersebut reaktor panas dapat dipasang dekat pada lubang gas buang sehingga pembakaran hidrokarbon yang tak sempat terbakar dalam ruang bakar dapat segera dilaksanakan.
Beberapa data pengujian emisi gas buang motor Wankel Mazda dapat dilihat pada Tabel 9
Dari tabel tersebut dapat dilihat motor Wankel Mazda dapat memenuhi 1975 U.S. Federal Emission Standards maupun 1975 Japanese Emission Standards.

Gb. 64 Perbandingan pemakaian bahan bakar spesifik antara beberapa motor Wankel RC dan motor bakar torak konvensional.
(R. F. Ansdale, The Wankel RC Engine, London I liffe Books LTD, 1970)

Gb. 65 Sistem anti polusi pada motor Wankel Mazda

1 Unit pengatur (komputer kecil); 2 Saringan udara; 3 Pompa udara; 4 Katup pengatur udara; 5 Karburator; 6 Katup pengatur deselerasi; 7 Udara pembakar-ulang; 8 Udara pendingin; 9 Reaktor panas; 10 Peredam bunyi; 11 Motor Wankel; 12 Rotor; 13 Stator (rumah); 14 Distributor; 15 Busi; 16 Lubang isap.

Tabel 9 Hasil pengujian emisi gas buang motor Wankel Mazda*)

Nama kendaraan	Emisi (grams per mile)			Ekonomi bahan bakar (miles per gallon)	
	CO	HC	NO_x	Di kota	Di jalan raya
Mazda RX-3 (M/T)	1,79	0,21	0,99	19	30
Mazda RX-4 (A/T)	2,50	0,31	1,46	17	24
General Motor Rotary Engine (1974)**)	11,2	5,6	2,1	15,3	
1975 US Federal Emission Standards	3,4	0,41	3,1		
1975 Japanese Emission Standards (average; 10 mode)	3,36	0,40	1,92		

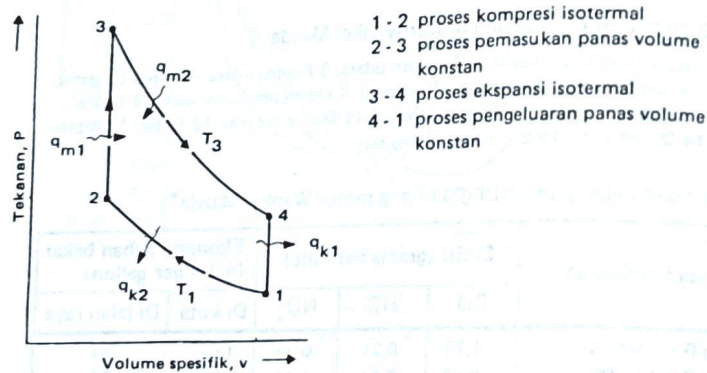
*) *Data dari Toyo Kogyo CO., Ltd., 1976*
**) *Mechanical Engineering, May 1977*

12 Motor Stirling

Beberapa tahun terakhir ini orang ramai membicarakan motor Stirling terutama setelah orang mulai khawatir akan terjadinya polusi udara oleh gas buang kendaraan bermotor yang semakin bertambah banyak jumlahnya.

Motor Stirling adalah motor torak yang bekerja dengan siklus tertutup dan fluida kerjanya secara berurutan dipanasi dan didinginkan secara tak langsung. Hal tersebut terakhir dilaksanakan dengan jalan mengalirkannya melalui alat pemanas dan alat pendingin yang diharapkan dapat bekerja pada temperatur konstan untuk suatu keadaan beban tertentu.

Siklus Stirling dapat digambarkan dengan grafik P versus v, seperti pada Gb. 66.

1 - 2 proses kompresi isotermal
2 - 3 proses pemasukan panas volume konstan
3 - 4 proses ekspansi isotermal
4 - 1 proses pengeluaran panas volume konstan

Gb. 66 Diagram siklus Stirling (ideal

Pengidealan yang dipakai pada siklus Stirling sama dengan siklus Otto tetapi pada siklus Stirling proses kompresi dan proses ekspansi berlangsung pada temperatur konstan. Jadi, $T_2 = T_1$ dan $T_4 = T_3$. Oleh karena itu kerja per siklus yang dihasilkan oleh siklus Stirling adalah

$$w = \oint p dv = \Delta_q = q_m - q_k$$

Dalam hal tersebut di atas

$$q_m = q_{m1} + q_{m2}$$
$$= c_v(T_3 - T_2) + RT_3 \ln(v_4/v_3)$$

$$q_k = q_{k1} + q_{k2}$$
$$= c_v(T_3 - T_2) + RT_2 \ln(v_1/v_2)$$

sehingga

$$w = R(T_3 - T_2) \ln(v_1/v_2)$$

Perlu dijelaskan di sini bahwa panas q_{m1} tidak merupakan energi baru yang dimasukkan ke dalam proses siklus tersebut tetapi merupakan energi yang dikeluarkan dari siklus itu sendiri selama proses 4–1, yaitu q_{kl}. Hal tersebut dapat dilaksanakan dengan bantuan sebuah regenerator. Jadi, panas q_{kl} yang dikeluarkan itu untuk sementara waktu disimpan di dalam regenerator untuk kemudian dimasukkan kembali selama proses 2–3 pada siklus berikutnya sebanyak q_{ml}.

Maka jika keefektifan regenerator sama dengan 100%, yaitu apabila $q_{ml} = q_{kl}$, banyaknya energi (baru) yang dimasukkan ke dalam siklus Stirling hanyalah sebesar

$$q_{m2} = RT_3 \ln(v_4/v_3) = RT_3 \ln(v_1/v_2)$$

Dengan demikian efisiensi termal dari siklus Stirling adalah

$$\eta = \frac{\text{kerja yang dihasilkan}}{\text{energi yang dimasukkan}}$$

$$= \frac{w}{q_{m2}}$$

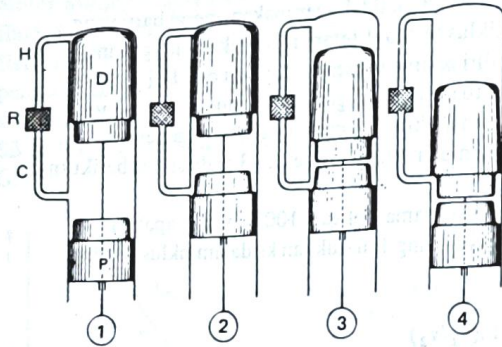
$$\frac{R(T_3 - T_2) \ln(v_1/v_2)}{RT_3 \ln(v_1/v_2)}$$

atau

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_3}$$

yaitu sama dengan efisiensi Carnot. Jadi, efisiensi termal dapat dipertinggi dengan menaikkan T_3 dan menurunkan T_2. Daya mesinnya dapat diperbesar

dengan memperbesar beda antara kedua temperatur tersebut di atas dan memperbesar perbandingan kompresi.

Semua proses siklus Stirling tersebut di atas dapat dituangkan ke dalam gerakan torak dan fluida kerja motor Stirling seperti terlihat pada Gb. 67. Di dalam silinder terdapat torak *(piston)* dan pemindah *(displacer)* yang bergerak beraturan sesuai dengan proses siklusnya. Ruang di atas pemindah disebut *ruang panas* karena fluida kerja di dalam ruangan tersebut bertemperatur tinggi, T_3. Ruang di bawah pemindah disebut *ruang dingin* karena fluida kerja di dalam ruang tersebut bertemperatur rendah, T_2. Ruang panas dan ruang dingin dihubungkan oleh saluran pemanas H dan pendingin C yang di antaranya dipasang sebuah regenerator R.

Gb. 67 Susunan pemindah fluida kerja (*'displacer'*) dan torak (*'piston'*) di dalam silinder motor Stirling, pada beberapa keadaan

D = 'displacer' pemindah fluida kerja
P = 'piston' torak
H = pemanas
C = pendingin
R = regenerator

1 D pada TMA; P pada TMB
2 D pada TMA; P pada TMA
3 D bergerak menuju TMB; P pada TMA
4 D dan P pada TMB

Titik mati dari torak P dan pemindah D tidak terletak pada satu bidang

Pada Gb. 67 posisi (1) menunjukkan keadaan pada awal langkah kompresi, yaitu titik 1 pada Gb. 66. Dalam hal ini torak P ada pada TMB sedangkan pemindah D ada pada TMA sehingga semua fluida kerja ada di dalam ruang dingin dan bertemperatur T_1. Selanjutnya torak P bergerak menuju TMA sedangkan pemindah D praktis belum bergerak (proses 1–2 pada Gb. 66). Dengan demikian fluida kerja mengalami kompresi pada temperatur T_1, yang konstan, sampai torak P mencapai TMA. Keadaan tersebut terakhir terlukiskan sebagai posisi (2), Gb.67.

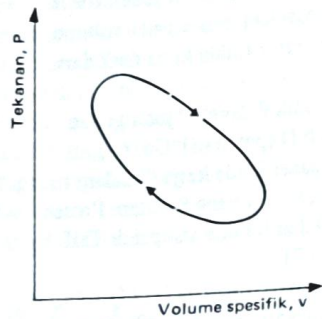
Selanjutnya pemindah D bergerak menuju TMB sedangkan torak P praktis belum bergerak sehingga fluida kerja dipindahkan dari ruang dingin masuk ke ruang panas. Selama itu fluida kerja menyerap panas dari regenerator R. Proses tersebut di atas merupakan proses pemasukan panas pada volume konstan (proses 2–3, Gb. 66) sementara temperatur fluida kerja naik dari T_2 menjadi T_3.

Pada waktu pemindah D hampir menyentuh torak P, torak P justru akan bergerak menuju TMB bersama-sama pemindah D (posisi (3), Gb. 67). Keadaan tersebut merupakan awal proses ekspansi fluida kerja di dalam ruang panas (proses 3–4, Gb. 66); jadi, pada temperatur T_3 yang konstan. Proses ekspansi ini berakhir pada waktu pemindah D dan torak P sampai di TMB masing-masing (titik 4, Gb.66; posisi (4), Gb. 67).

Proses (4–1) pada Gb. 66, yaitu pengeluaran panas q_{k1}, terjadi pada waktu pemindah D bergerak dari TMB ke TMA sedangkan torak P masih tetap pada posisi TMB - nya. Dalam hal ini fluida kerja dipindahkan oleh pemindah D dari ruang panas menuju ruang dingin setelah terlebih dahulu melalui regenerator R. Regenerator R menyerap dan menyimpan energi panas dari fluida kerja tersebut, yaitu sebanyak q_{k1}, sehingga temperaturnya turun dari T_4 ke T_1. Proses ini berakhir pada saat pemindah D mencapai TMA, yaitu posisi (1) pada Gb. 67. Energi panas sebanyak q_{k1} inilah yang kemudian diberikan pada fluida kerja selama proses 2–3 dari siklus berikutnya. Langkah berikutnya merupakan proses kompresi fluida kerja (1–2) di dalam ruang dingin pada temperatur T_1 yang konstan, yang dilakukan oleh torak P yang bergerak dari TMB ke TMA. Demikianlah seterusnya siklus tersebut terjadi berulang-ulang.

Jadi, yang terpenting pada siklus Stirling adalah bagaimana mengusahakan supaya pemanas dan pendingin dapat mempertahankan temperatur fluida kerja yang ada di dalam ruang panas dan ruang dingin, berturut-turut pada temperatur T_3 dan T_1. Di samping itu regenerator haruslah dapat menyerap dan memberikan kembali energi panas kepada fluida kerja yang mengalir di dalamnya pada saat yang ditentukan. Dalam kenyataannya proses yang diinginkan di atas tidak sepenuhnya dapat terlaksana mengingat adanya berbagai faktor, antara lain pemilihan fluida kerja, material, cara kerja dan konstruksi yang sesuai.

Oleh karena itu diagram tekanan *versus* volume spesifik dari motor Stirling dalam keadaan sebenarnya, seperti terlihat pada Gb. 68, berbeda dengan diagram tekanan *versus* volume spesifik siklus Stirling seperti terlihat pada Gb. 66. Bagan motor Stirling Philips dengan mekanisme penggerak rhombic tersebut pada Gb. 69 tidak sepenuhnya dapat menghasilkan gerakan torak dan pemindah seperti dilukiskan pada Gb. 67. Dalam motor Stirling, temperatur fluida kerja di ruang panas dapat mencapai 700° C. Tekanan fluida kerja

bervariasi di antara 80 - 140 kg/cm² sedangkan tekanan rata-ratanya di sekitar 110 kg/cm².

Gb. 68 Diagram tekanan versus volume spesifik motor Stirling dalam keadaan sebenarnya

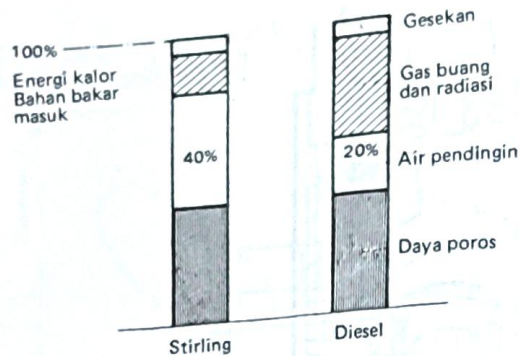
Dalam konsep motor Stirling tersebut di atas dapat dipakai udara, helium, atau hidrogen sebagai fluida kerjanya. Proses pemanasan fluida kerja yang terjadi di dalam alat pemanas, dilakukan oleh gas pembakaran yang dihasilkan dari pembakaran bahan bakar di dalam ruang bakar. Ruang bakar terletak di luar sistem fluida kerja motor Stirling. Oleh karena itu motor Stirling termasuk dalam golongan *external combustion engines.* Proses pembakaran tersebut berlangsung sinambung pada tekanan atmosfer sehingga dapat diharapkan terjadi gas pembakaran yang bersih, bebas dari segala unsur yang dapat mengakibatkan polusi udara. Tentu saja ruang bakar dapat diganti dengan alat lain yang sama fungsinya, misalnya reaktor nuklir, pemanas listrik, pemanas dengan energi panas matahari, atau sumber panas lainnya.

Sebagai pendingin dapat digunakan air biasa. Tetapi masalahnya, bagaimana mengusahakan supaya terjadi pendinginan yang sebaik-baiknya sehingga proses kompresi dapat dilaksanakan pada temperatur yang konstan. Tentu hal tersebut tidak dapat terlepas dari kebutuhan jumlah, laju aliran, dan cara pendinginan air pendingin itu sendiri. Sebagai ilustrasi, Gb. 70 menunjukkan perbandingan neraca energi motor Diesel dengan motor Stirling.

Motor Stirling dapat dipergunakan untuk berbagai keperluan, misalnya sebagai penggerak kendaraan darat, kapal, dan mesin stasioner. Hal yang sangat menarik perhatian orang adalah beberapa keuntungan yang diharapkan dapat diperoleh dari motor Stirling, antara lain:

1 Gas buang yang bersih, bebas dari segala unsur yang dapat mengakibatkan polusi udara, khususnya CO dan hidrokarbon;
2 Dapat menggunakan beberapa macam bahan bakar atau alat pemanas lainnya sebagai pengganti ruang bakar;
3 Tidak mengeluarkan bunyi yang keras dan boleh dikatakan bebas dari getaran;
4 Dapat menghasilkan efisiensi termal yang tinggi;
5 Dapat beroperasi dengan momen putar yang praktis konstan dalam daerah putaran yang luas;
6 Dapat distart dengan mudah.

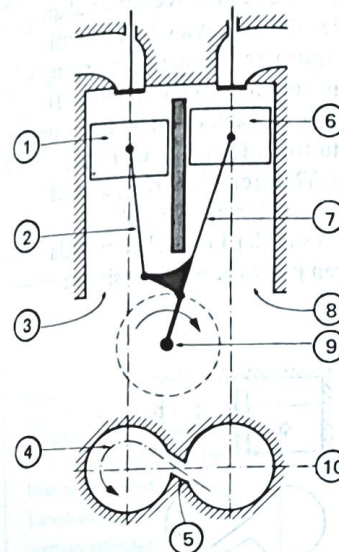
Gb. 69 Penampang melintang motor Stirling Philips dengan mekanisme penggerak rhombic

1 Penyemprot bahan bakar; 2 Ruang bakar; 3 Ruang panas; 4 Saluran masuk ruang bakar; 5 Pemindahan (*'displacer'*); 6 Ruang dingin; 7 Torak (*'piston'*); 8 Ruang buffer; 9 Lingkaran pitch dari roda gigi penyinkron; 10 Bobot balans; 11 Sumbu poros engkol; 12 Batang penggerak pemindah; 13 Palang penggerak pemindah; 14 Gas buang; 15 Saluran anular (*'annular channel'*); 16 Pipa pemanas; 17 Sirip-sirip; 18 Regenerator; 19 Air pendingin; 20 Sekat diafragma; 21 Batang pemindah; 22 Batang torak; 23 Palang penggerak torak; 24 Batang penggerak torak; 25 Pena engkol; 26 Jari-jari engkol; 27 Mekanisme penggerak rhombic.

Gb. 70 Perbandingan neraca energi antara motor Diesel dan motor Stirling (keterangan, Philips, Eindhoven)

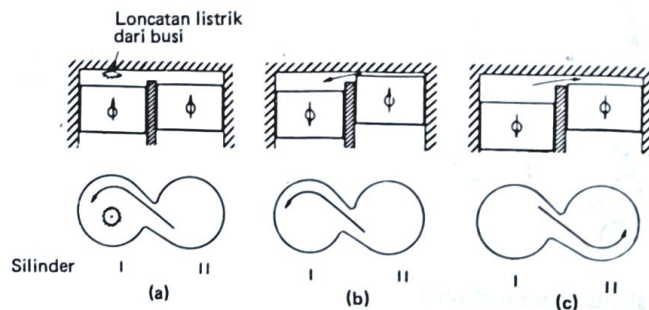
Meskipun masih ada beberapa faktor lain yang menguntungkan, namun pada waktu ini motor Stirling belum dibuat secara besar-besaran sebab biaya produksinya belum dapat menyaingi motor bakar torak yang biasa dipakai sehari-hari. Penelitian terus dilaksanakan guna mengatasi masalah tersebut di atas serta menyempurnakan konstruksinya. Diharapkan motor Stirling dapat mencapai efisiensi termal antara 40%–50%.

Hal tersebut terakhir sangat bergantung pada perkembangan teknologi material yang tahan terhadap temperatur tinggi. Sebenarnya konsepsi siklus Stirling telah ditemukan oleh Robert Stirling pada tahun 1816 tetapi tidak banyak yang dapat dilakukan karena tidak dianggap praktis pada waktu itu. Namun dalam tahun enampuluhan Philips Research Laboratories di Eindhoven, Belanda, yang telah memulai penelitian tentang motor Stirling sejak tahun 1938, berhasil membuat motor Stirling yang dapat menghasilkan daya sebesar 300 KW per silinder. Demikian juga *Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg* (M A N) melakukan penelitian terhadap motor Stirling Philips, di Augsburg, Jerman. Dalam hal tersebut terakhir dapat dihasilkan 10 PS pada 3000 rpm dengan tekanan efektif rata-rata 105 kg/cm² dan temperatur pemanas 630° C.

13 Motor Kushul

Dalam usaha mengatasi polusi udara oleh gas buang motor bakar torak, Prof. V.M. Khushul dari *Leningrad Institute of Avioinstruments* menciptakan sebuah motor bensin anti polusi yang kemudian dikenal dengan nama motor Kushul. Motor tersebut bekerja dengan siklus 4 - langkah, terdiri dari beberapa pasang silinder vertikal-berdampingan *(silinder - U)*. Setiap silinder dihubungkan satu sama lain oleh sebuah saluran yang terletak tangensial pada bagian puncak dari kedua silinder tersebut seperti terlihat pada Gb. 71.

Gb. 71 Bagan silinder motor Kushul

1 Torak dari silinder I; 2 Batang penghubung pembantu; 3 Silinder I; 4 *Arah aliran udara;* 5 Saluran tangensial; 6 Torak dari silinder II; 7 Batang penghubung utama; 8 Silinder II; 9 Poros engkol; 10 Irisan melintang silinder I dan II

Selama langkah isap torak I dan II bergerak dari TMA ke TMB. Campuran bahan bakar - udara segar masuk ke silinder I sedangkan ke dalam silinder II hanya udara segar saja. Proses ini berakhir pada waktu masing-masing torak berada di sekitar TMB dan katup isap mulai menutup. Perlu diterangkan di sini torak I bergerak mendahului torak II beberapa derajat sudut engkol. Setiap silinder dilengkapi dengan katup isap dan katup buang.
Selanjutnya selama langkah kompresi kedua torak bergerak dari TMB ke TMA. Pada waktu campuran bahan bakar - udara dalam silinder I dinyalakan dan pada waktu torak I mencapai TMA, torak II masih bergerak menuju TMA. Dalam hal tersebut kenaikan tekanan gas dalam silinder I diimbangi oleh tekanan udara di dalam silinder II yang pada waktu itu masih mengalami proses kompresi. Bahkan mungkin sekali sebagian udara dari silinder II mengalir ke dalam silinder I sehingga membantu proses pembakaran tahap yang pertama. Pada waktu dalam silinder I terjadi ekspansi, yaitu pada waktu torak I mulai bergerak dari TMA ke TMB, torak II masih bergerak mendekati TMA mengakhiri langkah kompresi. Dengan demikian akan terjadi aliran udara dari silinder II menuju silinder I melalui saluran tangensial, membentuk *vorteks* (arus berputar) di dalam silinder I. Keadaan tersebut akan menyempurnakan tahap pembakaran berikutnya sehingga selain menaikkan daya dan efisiensi, boleh dikatakan gas buang tidak mengandung unsur yang beracun dan mengotori udara sekitarnya. Perlu juga dijelaskan di sini volume sisa dari silinder II dibuat lebih kecil daripada volume sisa dari silinder I. Boleh dikatakan semua udara akan masuk ke dalam silinder I pada waktu torak II berada di TMA. Selama gerakan torak II berikutnya dari TMA ke TMB terjadi aliran gas dari silinder I ke silinder II. Hal tersebut di atas dijelaskan dengan Gb. 72.
Meskipun campuran bahan bakar - udara di dalam silinder I dinyalakan pada perbandingan kompresi yang rendah tetapi dengan proses Kushul mesin ini

Gb. 72 Kedudukan dan gerakan torak pada saat penyalaan serta arah aliran fluida kerja di dalam motor Kushul

sebenarnya bekerja dengan perbandingan kompresi yang lebih tinggi. Jadi, dapat diperoleh tekanan dan temperatur gas pembakaran yang lebih tinggi. Selanjutnya gas pembakaran berekspansi dalam silinder I dan silinder II, yaitu ke dalam ruangan yang bervolume kira-kira dua kali lebih besar. Dengan demikian gas pembakaran akan meninggalkan silinder pada tekanan dan temperatur yang lebih rendah. Hal tersebut berarti proses konversi energi termal menjadi energi mekanik dapat berlangsung lebih efektif. Selain itu, konstruksi dan pemilihan material katup buang menjadi lebih mudah. Bunyi gas buang yang ke luar dari silindernya pun lebih lunak sehingga dapat dipakai peredam suara *(muffler)* yang lebih sederhana dan lebih murah. Oleh karena campuran bahan bakar - udara dinyalakan pada perbandingan kompresi yang rendah motor Kushul dapat menggunakan bahan bakar dengan bilangan oktana rendah.
Motor Kushul dapat pula dibuat dengan prinsip kerja motor Diesel maupun dengan siklus dua-langkah. Suatu perbandingan antara spesifikasi motor Kushul dengan motor Volga M-21 (konvensional) dapat dilihat pada Tabel 10. Sementara ini pun motor Kushul telah dibuat di *School of Automotive Studies, Cranfield Institute of Technology*, Inggris, dalam rangka mempelajari campuran berlapis *(Stratified Charge)* dan proses pembakaran bertingkat *(multistage combustion process)*. Mesin tersebut kemudian dinamai motor Cranfield-Kushul (C-K *engine*).

Tabel 10 Perbandingan antara motor Kushul dan motor Volga M-21 (Konvensional)*)

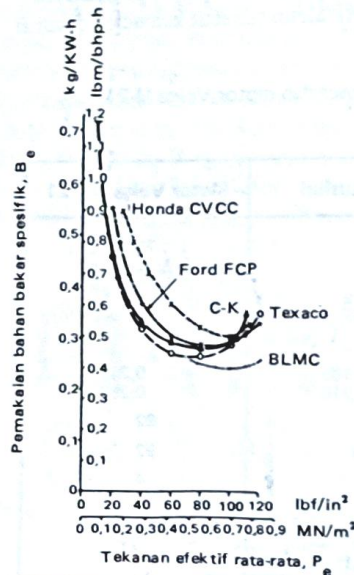
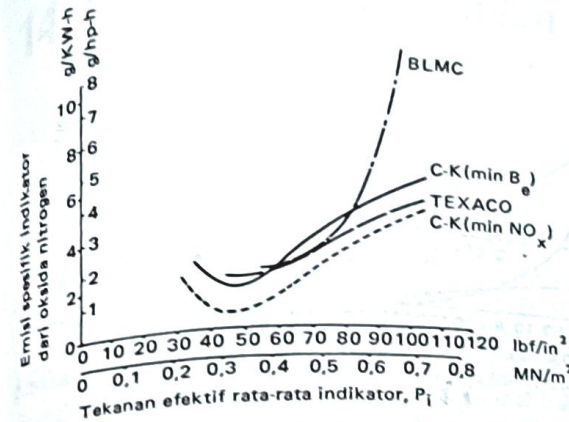
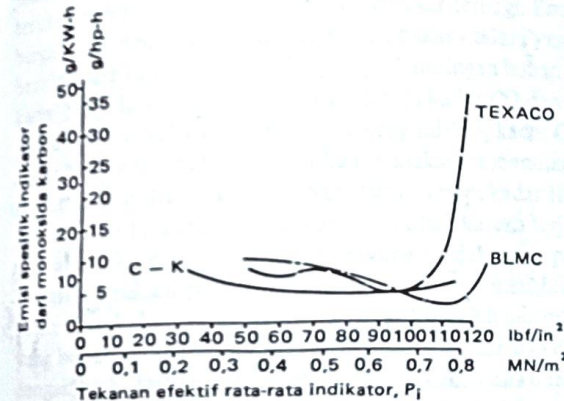
	Motor Kushul	Motor Volga M - 21
Daya poros, PS	88	70
Putaran, rpm	4000	4000
Perbandingan kompresi	11,5	6,6
Pemakaian bahan bakar spesifik, kg/PS-jam,		
a pada 80% beban penuh	0,185	0,230
b pada 50% beben penuh	0,210	0,280
Diameter silinder, mm	82	92
Langkah torak, mm	86/88	92
Jumlah silinder	6	4
Volume langkah torak total, dm^3	2,75	2,45
Berat spesifik, kg/PS	2,1	2,1

*) *A K Shaha, "Combustion Engineering and Fuel Technology" Oxford & IBH Publishing Co., New Delhi, 1974*

Motor Cranfield-Kushul dibuat dengan mengubah motor bensin (Otto) konvensional 4-langkah, empat silinder, satu baris, pendinginan air, dengan volume langkah torak 1980 cc. Perbandingan kompresi dari silinder campuran (I) adalah 9 : 1 sedangkan perbandingan kompresi dari silinder (II) adalah 38 : 1. Motor C-K ini dapat bekerja dengan perbandingan bahan bakar-udara

sampai $f = \frac{1}{50}$ atau lebih rendah.

Pada Gb. 73 sampai dengan Gb. 76 ditunjukkan hasil pengujian yang telah dilakukan terhadap motor Cranfield-Kushul tersebut di atas. Hasilnya memang belum memuaskan sehingga masih perlu disempurnakan. Meskipun pemakaian bahan bakar spesifik serta emisi NOX dan CO cukup rendah tetapi emisi HC masih tinggi.

Hal lain yang perlu diperhatikan adalah daya per satuan berat mesin yang sangat rendah dan bau gas buang yang kurang sedap. Hal tersebut terakhir berhubungan erat dengan terjadinya oksidasi parsial dari campuran bahan bakar-udara yang sangat miskin pada awal proses pembakaran seperti yang terjadi pada motor Diesel.

Gb. 73 Hubungan antara pemakaian bahan bakar-spesifik dengan beban dari beberapa jenis motor bensin (Pustaka No. 13)

Gb. 74 Hubungan antara emisi oksida nitrogen dengan beban indikator (Pustaka No. 13)

Gb. 75 Hubungan antara emisi monoksida karbon dengan beban indikator (Pustaka No. 13)

Gb. 76 Hubungan antara emisi hidrokarbon dengan beban indikator (Pustaka No. 13)

14 Motor bensin dengan ruang bakar terbagi

Dalam Bab 7 telah diuraikan tentang motor bensin dengan ruang bakar yang konvensional tetapi belum disebut-sebut tentang ruang bakar terbagi *(divided combustion chamber)* yang merupakan perkembangan baru dari konstruksi ruang bakar motor bensin. Sebelumnya motor bensin menggunakan ruang bakar terbuka *(open chamber)*, yaitu serupa dengan yang digunakan pada motor Diesel dengan ruang bakar terbuka. Pada ruang bakar terbagi, ruang bakar dibagi menjadi dua bagian atau lebih seperti yang digunakan pada motor Diesel dengan kamar muka, ruang turbulen, atau sel udara (Lanova).

Dalam usaha mengatasi masalah polusi udara oleh gas buang, tersirat keinginan untuk memanfaatkan pengalaman proses pembakaran pada motor Diesel, terutama motor Diesel dengan ruang bakar terbagi. Emisi gas buang sangat bergantung pada perbandingan bahan bakar - udara yang digunakan. Pada motor bensin yang konvensional, dengan perbandingan bahan bakar - udara yang kaya, kadar NO_x dalam gas buang turun tetapi kadar CO dan HC naik. Jika digunakan perbandingan bahan bakar - udara yang miskin, kadar CO dan HC turun tetapi kadar NO_x naik. Selanjutnya jika digunakan perbandingan campuran yang sangat miskin, kadar CO dan NO_x turun tetapi kadar HC bertambah besar. Hal tersebut terakhir disebabkan antara lain karena terjadinya kesulitan penyalaan, kecepatan pembakaran yang rendah, serta pembakaran tak stabil. Dengan demikian perlu dicari suatu cara untuk menghilangkan atau mengurangi kelemahan-kelemahan sehingga dapat diperoleh motor dengan gas buang yang bersih tetapi hemat pemakaian bahan bakar dan dapat dikendalikan dengan baik. Dalam bab ini akan dikemukakan dua buah motor bakar torak (Otto) dengan ruang bakar terbagi yang bekerja dengan perbandingan bahan bakar - udara (sangat) miskin ($f \cong \frac{1}{15} - \frac{1}{22}$), yaitu:

1 Motor Honda CVCC *(Compound Vortex Controlled Combustion)*.

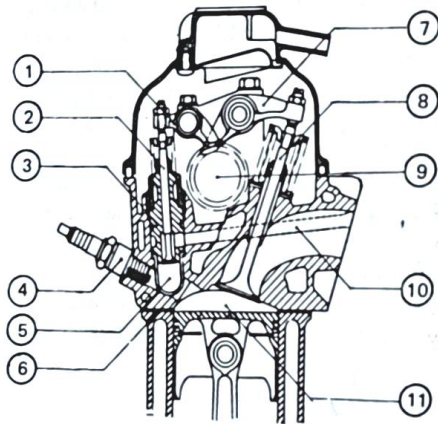
2 Motor Toyota dengan TGP *(Turbulence Generating Pot)*.

Dalam hal tersebut kedua mesin dilengkapi dengan karburator; jadi, tidak menggunakan sistem penyemprot bahan bakar. Namun motor Honda

menggunakan campuran bahan bakar - udara berlapis (*Stratified charge*) sedangkan motor Toyota menggunakan campuran bahan bakar - udara yang homogen. Keterangan tentang konstruksi dan cara kerja kedua motor tersebut akan diberikan dalam pasal berikut ini.

14.1 Motor Honda CVCC

Gb. 77 menunjukkan konstruksi kepala silinder dan ruang bakar motor HONDA CVCC (4-langkah). Dari gambar tersebut dapat dilihat, ruang bakar terbagi menjadi dua bagian, yaitu ruang bakar pembantu dan ruang bakar utama. Busi terletak di ruang bakar pembantu; di situ juga terdapat katup pembantu, yaitu katup yang membuka hubungan antara ruang bakar pembantu dan karburator selama langkah isap. Sama halnya dengan motor bakar yang konvensional, di dalam ruang bakar utama terdapat katup isap (utama) dan katup buang. Pada waktu langkah isap, campuran bahan bakar - udara yang miskin masuk ke dalam silinder melalui katup isap utama sedangkan sejumlah kecil campuran bahan bakar - udara yang kaya masuk ke dalam ruang bakar pembantu melalui katup isap pembantu.

Kedua jenis campuran tersebut di atas masuk ke dalam mesin dari sebuah karburator tetapi dari bagian yang berbeda. Jadi, pada karburator tersebut terdapat dua ruang pelampung yang terpisah. Oleh karena jumlah campuran

Gb. 77 Penampang melintang kepala silinder motor HONDA CVCC (Pustaka No. 14)

1 Tuas katup pembantu; 2 Katup pembantu; 3 Pemegang katup pembantu; 4 Busi; 5 Ruang bakar pembantu; 6 Lubang api; 7 Tuas; 8 Katup isap; 9 Poros kam; 10 Saluran isap pembantu; 11 Ruang bakar utama.

yang kaya itu hanya sedikit, secara keseluruhan motor HONDA CVCC bekerja dengan perbandingan bahan bakar - udara yang miskin. Di samping itu ruang bakar pembantu dan ruang bakar utama dihubungkan oleh sebuah saluran berlubang sempit. Oleh karena itu tentu ada sebagian campuran kaya yang mengalir ke dalam ruang bakar utama selama langkah isap maupun langkah kompresi. Dengan demikian, menjelang akhir langkah kompresi dan pada saat campuran dinyalakan, di dalam ruang bakar terdapat tiga jenis campuran:

1 Campuran-kaya di dalam ruang bakar pembantu, yaitu di sekitar busi
2 Campuran-sedang di sekitar lubang keluar dari ruang bakar pembantu
3 Campuran-miskin di bagian lain dari ruang bakar utama.

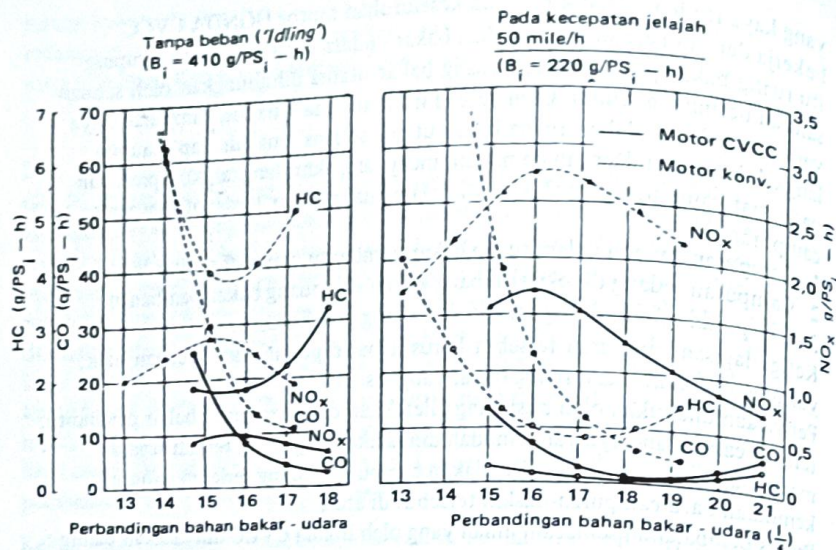
Ketiga lapisan campuran tersebut harus dapat dipertahankan dengan baik, yaitu dengan rancangan ruang bakar yang sesuai.

Penyalaan dilakukan oleh busi yang diletakkan di dalam ruang bakar pembantu, tempat campuran-kaya yang mudah dinyalakan. Api yang terjadi segera merambat ke semua arah, menyalakan campuran-sedang terlebih dahulu kemudian baru campuran-miskin tersebut di atas.

Proses pembakaran semacam inilah yang oleh honda CVCC dinyatakan paling ideal untuk mendapatkan mesin dengan gas buang bersih. *Compound* menyatakan di dalam ruang bakar terdapat lapisan campuran-kaya dan campuran-miskin yang stabil. *Vortex* menyatakan adanya arus vorteks di dalam campuran yang dibentuk secara optimum sebelum campuran tersebut dinyalakan. *Controlled Combustion* menyatakan adanya unsur pengaturan kecepatan pembakaran pada berbagai keadaan beban, misalnya terhadap posisi katup udara dan katup gas, saat penyalaan, temperatur udara masuk, start, dan lain-lain.

Pada Gb. 78 diperlihatkan perbandingan kadar CO, HC, dan NO_x dalam gas buang dari motor CVCC dan motor yang konvensional, masing-masing pada keadaan tanpa beban dan kecepatan jelajah 80 km per jam, pada pemakaian bahan bakar spesifik indikator (B_i) yang konstan. Pengujian perbandingan tersebut dilakukan terhadap dua mesin yang sama, kecuali kepala silinder, di mana pada motor CVCC terdapat ruang bakar dan saluran isap pembantu. Dari Gb. 78 dapat dilihat untuk kedua keadaan beban tersebut, kadar CO, HC, dan NO_x dalam gas buang motor CVCC lebih rendah daripada motor yang konvensional.

Faktor yang mempengaruhi pembentukan campuran dan pembakaran di dalam motor CVCC adalah:

1 Faktor geometri yang meliputi antara lain posisi, bentuk, serta ukuran ruang bakar utama, ruang bakar pembantu, lubang saluran penghubung ruang bakar utama dan ruang bakar pembantu, dan busi;
2 Faktor operasional, yaitu perbandingan campuran dan saat penyalaan.

Gb. 78 Perbandingan emisi gas buang motor CVCC dengan motor konvensional (Pustaka No. 14)

Faktor yang terpenting dari faktor geometri tersebut di atas adalah:

1 perbandingan volume $\frac{V_p}{V_s}$;

2 perbandingan $\frac{A_L}{V_p}$;

di mana,

V_p = volume ruang bakar pembantu
V_s = volume sisa
A_L = luas penampang lubang saluran dari ruang bakar pembantu.

Yang terpenting dari faktor operasional adalah

1 perbandingan bahan bakar - udara f_p dan f;

2 perbandingan bahan bakar $\frac{G_{fp}}{G_f}$;

3 perbandingan udara $\lambda = \frac{G_{ap}}{G_{au}}$.

di mana,

f_p, f = berturut-turut menyatakan perbandingan bahan bakar - udara di dalam ruang bakar pembantu dan perbandingan bahan bakar - udara total;

G_{fp}, G_f = berturut-turut menyatakan berat bahan bakar masuk ke ruang bakar pembantu dan ke dalam kedua ruang bakar;

G_{ap}, G_{au} = berturut-turut menyatakan berat udara masuk ke dalam ruang bakar pembantu dan ke ruang bakar utama.

Pada motor CVCC tersebut digunakan $\frac{V_p}{V_s}$ di sekitar 0,10; dan juga $\frac{A_L}{V_p}$ di sekitar 0,01 cm^{-1}; dan $G_{fp}/Gf \cong 10 - 70\%$.

Tabel 11 Perbandingan emisi dan ekonomi bahan bakar antara kendaraan bermotor konvensional dengan prototip kendaraan bermotor CVCC, untuk memenuhi 1975 United States Standard

Jenis kendaraan (transmisi)	Jenis mesin	Volume langkah (cm^3)	Emisi gas buang (g/mile)*			Ekonomi bahan (mile/ gallon)*	Berat inersia (lbs)
			CO	HC	NO_x		
Honda Civic	CVCC	1488	2,42	0,24	0,39	25,5	2000
(4MT)	CVCC	1950	2,12	0,18	0,89	22,1	2000
Rata-rata kendaraan model tahun 1974 dengan berat 2000 lbs		–	–	–	–	24,1	2000
General Motor Vega	Orisinal	2295	10,6	2,13	3,80	17,2	2500
(4MT)	CVCC	2295	2,62	0,26	1,16	18,9	2500
Chevrolet Impala	Orisinal	5736	19,33	1,56	2,42	10,5	5000
(Otomatik)	CVCC	5736	2,88	0,27	1,72	10,5	5000
Rata-rata kendaraan model tahun 1974 dengan berat 5000 lbs		–	–	–	–	9,4	5000

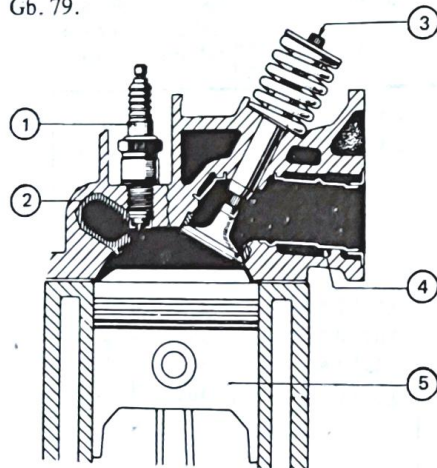
*) *Kazuo Inoue, Toru Hatanaka, Hiroshi Kogure, "Emissions, Fuel Economy, and Other Characteristics of the Honda CVCC Engine", Journal of the Society of Automotive Engineers — Australasia, Sept. — Oct. 1975*

Di antara faktor geometri dari motor CVCC, $\left(\frac{V_p}{V_s}\right)$ dan $\left(\frac{A_L}{V_p}\right)$ sangat mempengaruhi pembentukan NO_x. Selain itu $\left(\frac{V_p}{V_s}\right)$ dan $\left(\frac{A_L}{V_p}\right)$ yang terlalu kecil atau terlalu besar akan menaikkan kadar HC atau NO_x dalam gas buang. Tabel 11 tersebut memberikan perbandingan emisi gas buang antara motor konvensional dan motor CVCC.

14.2 Motor Toyota dengan *'Turbulence Generating Pot (TGP)'*

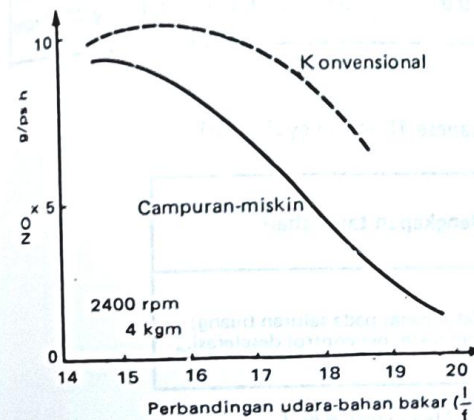
Motor Toyota dengan TGP dan motor Honda CVCC keduanya bekerja dengan campuran miskin. Tetapi berbeda dengan motor Honda CVCC, motor Toyota dengan TGP bekerja dengan:

1 campuran yang homogen;
2 busi terletak di ruang bakar utama, dekat pada lubang saluran yang menghubungkan ruang bakar utama dengan TGP;
3 di dalam TGP tidak terdapat katup isap pembantu;
4 pada saluran buang dari kepala silinder dipasang selubung yang berfungsi sebagai isolator panas.

Konstruksi kepala silinder motor Toyota dengan TGP dapat dilihat pada Gb. 79.

Gb. 79 Konstruksi kepala silinder MOTOR TOYOTA dengan *'Turbulence Generating Pot (TGP)'*. (Toyota Motor Co., Ltd, 1976)

1 Busi; 2 *'Turbulence Generating Pot' (TGP)*; 3 Katup buang; 4 Selubung saluran buang; 5 Torak.

Turbulence Generating Pot itu berfungsi sama dengan kamar pusar pada motor Diesel, yaitu membuat turbulensi di dalam ruang bakar sehingga menaikkan kecepatan pembakaran. Pada waktu langkah isap, campuran bahan bakar - udara yang miskin $\left(f \cong \frac{1}{15} - \frac{1}{20}\right)$ masuk ke dalam silinder.

Derajat pengabutan bahan bakar dan homogenitas campuran dapat diperbaiki dengan menggunakan karburator dan saluran isap yang baik. Pada waktu langkah kompresi campuran bahan bakar - udara ditekan oleh torak. Sebagian daripadanya masuk ke dalam TGP melalui saluran penghubung tempat busi sehingga terjadi pusaran *(vortex)* yang kuat. Dengan demikian pada saat penyalaan, campuran yang ada di dalam TGP akan terbakar dengan cepat. Hal tersebut terakhir menyebabkan kenaikan tekanan di dalam TGP sehingga terjadi semburan api yang kuat dari TGP menuju ruang bakar utama. Semburan api yang kuat tersebut menyebabkan terjadinya turbulensi di dalam ruang bakar utama sehingga bukan saja menyempurnakan tetapi juga mempercepat proses pembakaran. Ini berarti saat penyalaan dapat diundurkan mendekati TMA. Dengan demikian dapat dihindari terjadinya tekanan dan temperatur pembakaran maksimum yang terlampau tinggi sehingga dapat mengurangi pembentukan NO_x. Perbandingan antara emisi NO_x dari motor campuran-miskin dengan yang konvensional dapat dilihat pada Gb. 80.

Gb. 80 Kadar NO_x dalam gas buang motor Toyota campuran-miskin dan yang konvensional. (Publikasi Toyota Motor Co.,ltd., 1976)

Ternyata kadar NO_x berkurang dengan perbandingan campuran yang lebih miskin. Proses penyempurnaan pembakaran dilanjutkan selama langkah ekspansi. Namun gas buang yang meninggalkan silinder selama langkah buang tentu masih mengandung sisa CO dan HC yang belum habis terbakar. Maka perlu ada usaha berikutnya untuk mengurangi kadar HC dan CO dalam gas buang tersebut, yaitu dengan mempertahankan temperatur gas buang supaya tetap tinggi. Hal tersebut terakhir dilakukan dengan memasang selubung isolator panas pada saluran buang, seperti terlihat pada Gb. 79.

Oleh karena motor bekerja dengan campuran-miskin, maka gas buang mengandung cukup banyak oksigen sehingga dengan temperatur gas buang yang tinggi masih mungkin terjadi pembakaran lanjutan di dalam saluran buang.

Toyota Motor Company memberitahukan hasil pengujian yang telah dilaksanakan terhadap motor campuran-miskin, yang telah dipasarkan sejak awal tahun 1976, seperti tersebut pada Tabel 12, 13, dan 14.

Tabel 12 Prestasi mesin (Otto, 4 - langkah, 4 - silinder)

Jenis mesin	Volume langkah total	Perbandingan kompresi	Daya maks./rpm	Momen putar maks./rpm
Campuran miskin	1588 cc	8,5	85 PS/5400 rpm	12,5 m kg/3400 rpm
Konvensional	1588 cc	9,0	90 PS/6000 rpm	13,0 m kg/3800 rpm

Tabel 13 Data emisi gas buang (Japanese 10 mode cycle test)

Emisi, gr/km			Perlengkapan tambahan
HC	CO	NO_x	
0,12	2,0	0,55	Selubung isolator panas pada saluran buang; pengontrol penyalaan; pengontrol deselerasi.

Catatan : Equivalent inertia weight 1000 kg (2250 lbs); 4 M/T

Tabel 14 *U. S.* 1975 *Federal Test Procedure*

Emisi, gr/mile			Pemakaian bahan bakar, mile /gallon		Perlengkapan tambahan
HC	CO	NO_x	Dalam kota	Jalan raya	
1,1	6,3	1,7	28	39	Selubung isolator panas pada saluran buang; pengontrol deselerasi

Catatan : Equivalent inertia weight 2500 lbs; 4 M/T

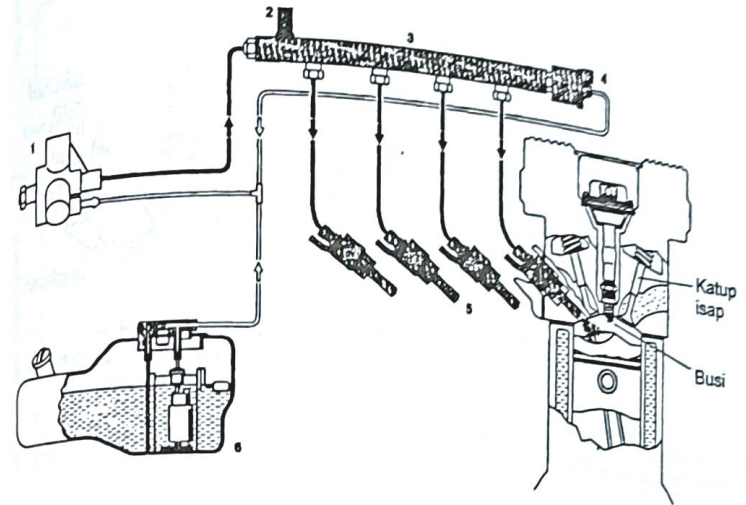
15 Motor bensin penyemprotan langsung

Motor bensin penyemprotan langsung *(Gasoline Direct Injection SI Engine)* adalah motor bensin (Otto) dengan penyemprotan bahan bakar bensin langsung ke dalam ruang bakar. Hal tersebut berbeda dengan motor bensin yang menggunakan karburator atau penyemprotan bahan bakar ke dalam saluran isap, di mana campuran bahan bakar-udara ada pada tingkat keadaan homogen sebelum dinyalakan oleh busi. Pada motor bensin penyemprotan langsung, campuran bahan bakar udara yang terjadi merupakan campuran yang terstratifikasi *(Stratified charge)*. Dengan demikian pembakarannya berbeda dari motor bensin dengan campuran bahan bakar–udara yang homogen. Penyemprotan bahan bakar langsung ke dalam ruang bakar mengurangi kerugian pompa dan panas, sedangkan perbandingan panas spesifik dari fluida kerja lebih tinggi.

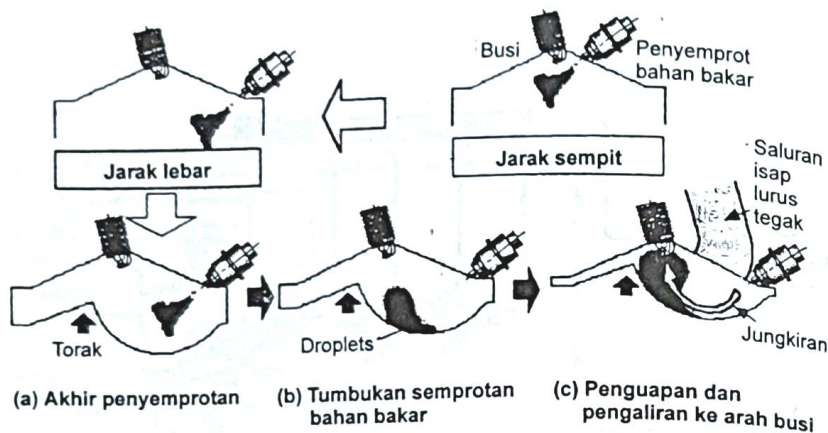
Tujuan yang hendak dicapai adalah daya dan efisiensi yang lebih tinggi, serta emisi gas buang yang rendah. Dengan demikian memberikan masalah polusi, terutama CO_2 total, yang rendah selama umur pakainya. Dalam hal ini Mitsubishi Motor telah memproduksi motor bensin penyemprotan langsung *(Gasoline Direct Injection SI Engine)*, secara massal dan yang pertama di dunia, sejak 1996 [17]. Karena prestasinya yang lebih tinggi dari motor bensin yang konvensional, dan ongkos produksi yang kira-kira sama dengan motor bensin yang konvensional, besar kemungkinan motor bensin dengan penyemprotan langsung akan lebih disukai. Dengan kemajuan teknologi, pembentukan campuran dapat dikendalikan dengan lebih teliti sesuai dengan kebutuhan dan kondisi beban motor. Hal tersebut bukan saja akan memperbaiki lebih lanjut ekonomi bahan bakar dan emisi gas buangnya, tetapi juga mobilitas dan kenyamanan operasinya.

15.1 Prinsip kerja dan karakteristik (Gasoline direct injection SI engine)

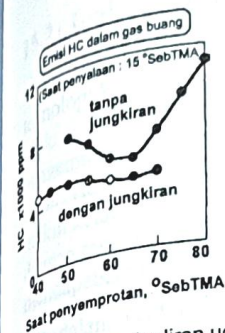
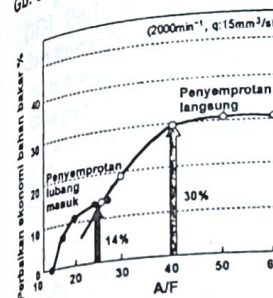
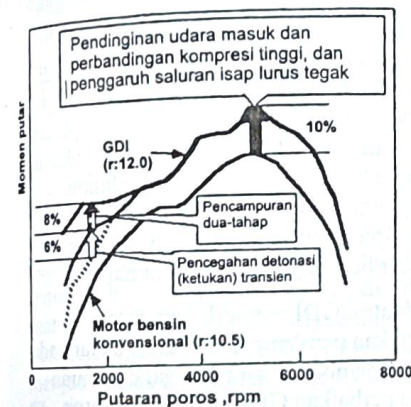
Pada Gb. 81 terlihat adanya penyemprot bahan bakar dan busi yang diletakkan pada suatu jarak tertentu sehingga di dalam ruang bakar dapat dihasilkan

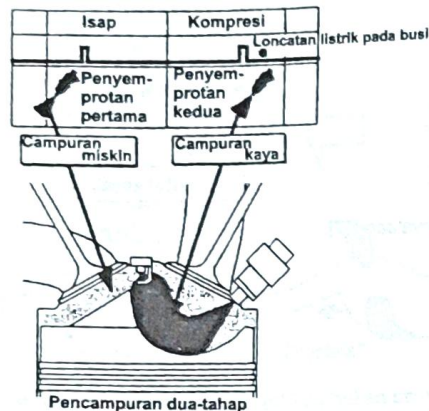
campuran bahan bakar-udara yang optimal [18]. Bahan bakar disemprotkan ke arah rongga yang ada pada puncak torak, bukan ke busi, ketika torak berada di sekitar TMA menjelang akhir langkah kompresi.

Gb. 81 Sistem bahan bakar sebuah motor bensin penyemprotan langsung [18]
1. Pompa tekanan tinggi; 2. Sensor tekanan bahan bakar; 3. Akumulator (atau rel) bahan bakar; 4. Katup pengatur tekanan; 5. Penyemprot bahan bakar tekanan tinggi; 6. Pompa pengisian bahan bakar.

Selanjutnya, bahan bakar tersebut dialirkan ke busi oleh gerakan torak ke TMA dalam campuran dengan udara (lokal) yang sempurna dan terstratifikasi. Pada saat itu campuran bahan bakar-udara yang ada di sekitar busi dibuat optimal untuk pembakaran. Pengalaman menunjukkan bahwa jarak antara busi dan penyemprot yang terlalu dekat menyebabkan busi menjadi terlalu panas, karena campuran bahan bakar-udara di sekitar busi terlalu kaya. Karena itu jarak tersebut diperlebar seperti ditunjukkan menurut arah panah tersebut pada Gb. 82.

Campuran bahan bakar-udara yang optimal tersebut terjadi karena lubang udara masuk silinder yang vertikal, penyemprot dengan semprotan yang berpusar, gerakan torak dan rongga pada puncak torak yang berbentuk lingkaran. Dengan demikian aliran udara, kabut bahan bakar dan campuran yang terjadi mengalir ke arah busi.

Gb. 82 Konsep pelebaran jarak antara busi dan penyemprot bahan bakar dalam penyiapan campuran bahan bakar-udara [17].

Aliran udara masuk silinder dalam arah vertikal ternyata besar juga pengaruhnya terhadap emisi gas buang seperti terlihat pada Gb. 83. Hal tersebut juga tergantung dari saat penyemprotan yang ditetapkan. Di samping itu efektivitas pencampuran juga dipengaruhi oleh kecepatan torak. Sistem penyemprotan langsung yang memungkinkan penggunaan pembakaran stabil dari campuran terstratifikasi sangat miskin (lebih kecil dai 1/40) dapat menaikkan ekonomi bahan bakar 30% lebih baik daripada motor bensin konvensional. Hal tersebut ditunjukkan pada Gb. 84. Demikian pula momen putar yang dihasilkan dapat naik mencapai 10%, seperti terlihat pada Gb. 85. Hal tersebut disebabkan oleh temperatur campuran yang turun menjelang saat penyalaan, karena penguapan bahan bakar, sehingga detonasi dapat dihindari meskipun dengan saat penyalaan yang lebih pagi, di samping terjadinya kenaikan efisiensi volumetrik yang lebih tinggi.

Pencegahan detonasi *(knocking)* juga dapat dilakukan dengan cara *pencampuran dua-tahap (two stage mixing)* [19]. Dalam hal ini kira-kira seperempat dari bahan bakar total yang akan dimasukkan per siklus disemprotkan pada langkah isap untuk membentuk campuran homogen sangat miskin, misalnya dengan perbandingan bahan bakar-udara seperempat campuran stoikiometrik.

Gb. 83 Pengaruh aliran udara dan saat penyalaan [17].

Gb. 84 Perbaikan ekonomi bahan bakar oleh pembakaran supermiskin terstratifikasi [17].

Gb. 85 Prestasi GDI pada beban penuh dan ketergantungannya pada saat penyemprotan [17].

Sedangkan sisanya disemprotkan pada bagian akhir langkah kompresi. Hal tersebut ditunjukkan pada Gb. 86.

Gb. 86 Pencegahan detonasi dengan pencampuran dua-tahap [17].

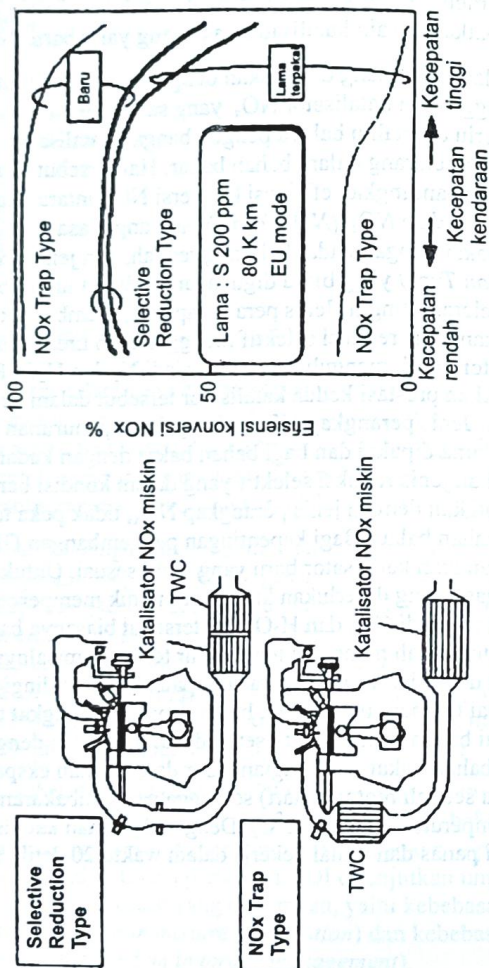
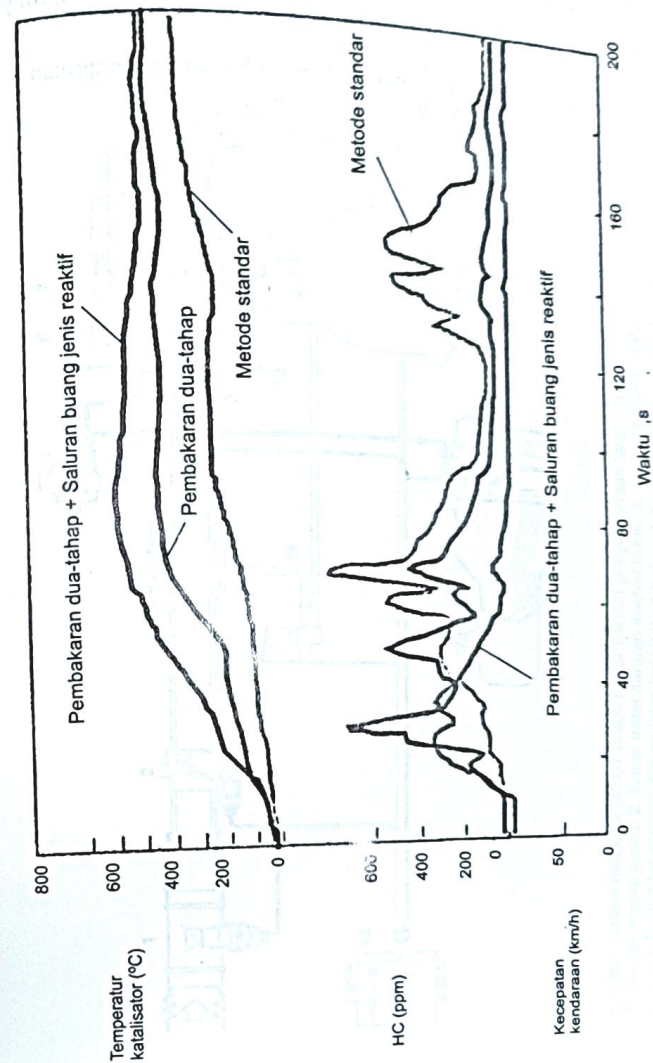
Karena campuran bahan bakar-udara yang disemprotkan pada tahap pertama sangat miskin, meskipun motor menggunakan perbandingan kompresi yang tinggi, detonasi dapat dihindari. Sedangkan bahan bakar yang disemprotkan pada tahap kedua membentuk campuran yang kaya dalam volume yang sempit, tetapi karena waktu pencampurannya sangat singkat tidak sempat berdetonasi.

Perlu diterangkan di sini bahwa dengan proses pembakaran seperti yang terjadi pada motor bensin penyemprotan langsung (GDI), gas buangnya tidak berasap. Dalam hal tersebut nyala api yang terjadi secara tidak sempurna pada campuran kaya merambat ke daerah campuran sangat miskin, sehingga terjadi pembakaran terhadap karbon yang apabila tidak terbakar akan keluar sebagai asap hitam. Dengan demikian, karena GDI dapat menggunakan perbandingan kompresi yang tinggi (sampai 50% lebih tinggi dari motor bensin konvensional), maka daya dan efisiensinya lebih tinggi dari motor bensin yang konvensional.

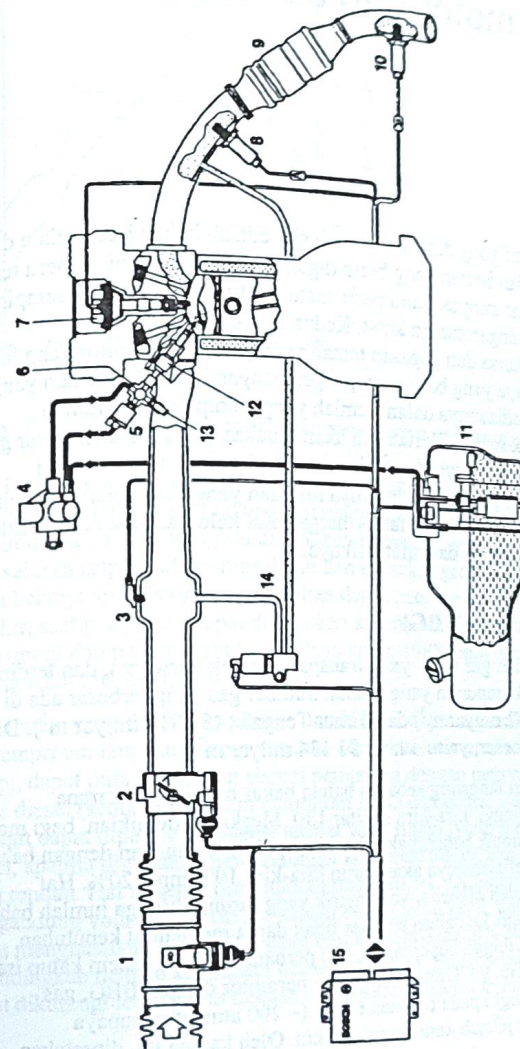
Dari persyaratan dan kebutuhan tersebut di atas, GDI memerlukan sistem pengaturan yang canggih untuk memungkinkan penyemprotan bahan bakar pada saat dan dalam jumlah yang ditetapkan serta pembentukan berbagai campuran bahan bakar-udara didalam silinder. Usaha perbaikan GDI dilanjutkan untuk memenuhi harapan dan mencapai prestasi yang diidamkan, yaitu kebebasan dalam penyiapan campuran (*freedom in mixture preparation*) dan kebebasan dalam manajemen momen putar (*freedom in torque management*).

15.2 Emisi gas buang

Usaha mengurangi kadar CO telah dianggap berhasil diatasi dengan kemajuan teknologi kontrol pencampuran dan pembakaran seperti diterangkan terdahulu. Maka usaha selanjutnya difokuskan pada penurunan emisi NO_x dan HC dalam pengembangan motor bensin GDI yang bekerja dengan campuran miskin bahan bakar. Hal tersebut dilakukan untuk memenuhi persyaratan lingkungan yang makin ketat. Tentu saja mutu bahan bakar juga perlu ditingkatkan, misalnya dengan mengurangi kadar belerang dalam bahan bakar. Di samping itu usaha mendapatkan desain katalisator gas buang yang baru dan lebih baik, dilanjutkan.

NO_x dalam gas buang diturunkan dengan sistem pembakaran dua-tahap, EGR dan penggunaan katalisator NO_x yang sangat penting dalam pengembangan GDI. Perlu diketahui bahwa pengembangan katalisator juga sangat tergantung dari kadar belerang dalam bahan bakar. Hal tersebut ditunjukkan pada Gb. 87 yang membandingkan efisiensi konversi NO_x antara dua jenis katalisator, yaitu jenis *perangkap NO_x (NO_x Trap Type)* yang biasa digunakan di Jepang untuk bahan bakar dengan kadar belerang rendah, dan jenis *reduksi selektif (Selective Reduction Type)* yang biasa digunakan di Eropa untuk bahan bakar dengan kadar belerang tinggi. Jenis perangkap NO_x membentuk nitrat pada logam alkali sedangkan jenis reduksi selektif menggunakan urea teknik (NH) sebagai katalisator untuk mengubah NO_x menjadi N_2 dan H_2O. Pada Gb. 87 juga ditunjukkan prestasi kedua katalisator tersebut dalam keadaan baru dan keadaan terpakai. Jenis perangkap NO_x menunjukkan penurunan efisiensi secara drastis setelah lama dipakai dan bagi bahan bakar dengan kadar belerang tinggi. Sedangkan jenis reduksi selektif yang dalam kondisi baru kurang efisien dibandingkan dengan jenis perangkap NO_x, tidak peka terhadap kadar belerang dalam bahan bakar. Bagi kepentingan pengembangan GDI masih perlu dikembangkan katalisator baru yang lebih sesuai. Untuk menurunkan emisi HC dalam gas buang diperlukan katalisator untuk mempercepat pembakaran dengan oksigen menjadi CO_2 dan H_2O. Hal tersebut biasanya baru dapat terjadi jika katalisator sudah mencapai temperatur tertentu, misalnya 300^0C, atau lebih. Dengan demikian waktu antara start pada keadaan dingin sampai katalisator mencapai temperatur tersebut, harus dapat dipersingkat tanpa mengorbankan ekonomi bahan bakar. Hal tersebut dapat dilakukan dengan menyemprotkan sedikit bahan bakar pada bagian akhir dari langkah ekspansi (hanya beberapa saat saja setelah motor distart) sehingga gas pembakaran keluar dari silinder pada temperatur tinggi (800^0C). Dengan demikian katalisator dapat cepat menjadi panas dan mulai bekerja dalam waktu 20 detik, seperti ditunjukkan pada Gb. 88.

Gb. 87 Pemasangan konverter katalitik dan daya tahan katalisator *Nox miskin [17]*.

Gb. 88 Prestasi katalisator dan waktu pemanasan katalisator (mencapai 250°C) [17].

Perbaikan dan pengembangan motor bensin dengan penyemprotan langsung terus dilakukan untuk meningkatkan daya dan efisiensi serta kenyamanan operasi dan harga yang memadai. Hal tersebut antara lain meliputi pengembangan turbosupercarjer, sistem transmisi yang memungkinkan pengaturan momen putar sesuai dengan kegunaan yang spesifik, paduannya dengan motor lain dalam pengembangan sistem hibrida, dan sistem kontrol yang terpercaya.

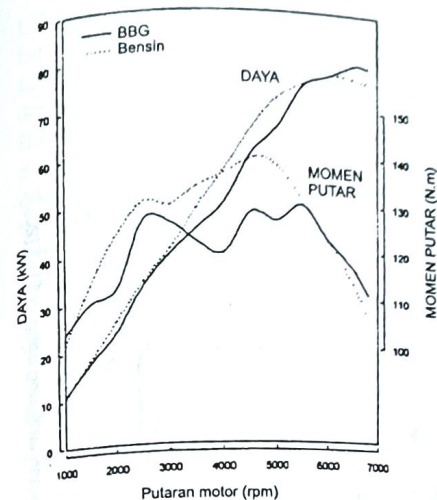
Sebuah contoh sistem motronik untuk sebuah motor bensin penyemprotan langsung dapat dilihat pada Gb. 89.

Gb. 89 Sistem motronik MED7 untuk motor bensin penyemprotan langsung.
1. Sensor massa udara; 2. Katup trotel dengan kontrol listrik; 3. Sensor tekanan saluran udara masuk; 4. Pompa tekanan tinggi; 5. Katup kontrol tekanan; 6. Akumulator (rel) bahan bakar; 7. Koil penyalaan; 8. Sensor oksigen lambda; 9. Konverter katalitik; 10. Sensor oksigen lambda; 11. Pompa pengisian; 12. Penyemprot bahan bakar tekanan tinggi; 13. Sensor tekanan bahan bakar; 14. Katup EGR; 15. ECU (Electronic control unit).

16 Beberapa bahan bakar alternatif untuk motor otto dan motor diesel

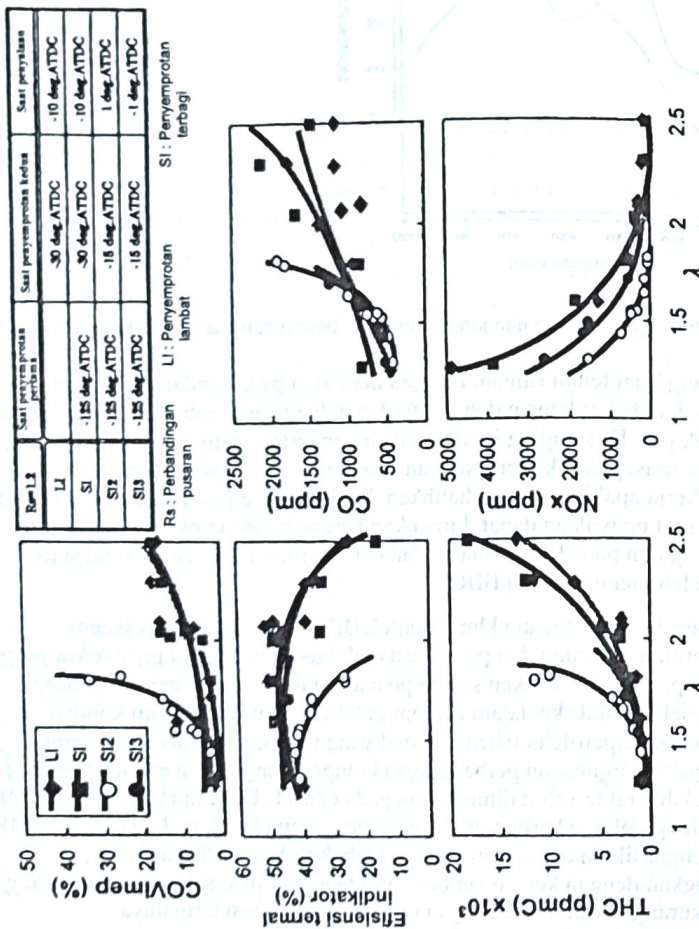
Bahan bakar alternatif yang dimaksudkan di sini adalah bahan baku selain dari bahan bakar diesel dan bensin yang biasa digunakan pada saat ini. Seperti telah diketahui bahan bakar minyak bumi pada suatu ketika akan habis. Di samping itu persyaratan lingkungan makin ketat. Kedua faktor tersebut telah membangkitkan prakarsa dan gagasan tentang pengembangan motor yang lebih efisien dan sistem daya yang baru serta pengembangan bahan bakar lain yang dapat dijamin ketersediaannya dalam jumlah yang cukup banyak, ramah lingkungan, dan tidak mahal. Berikut ini akan dibahas tentang bahan bakar gas (BBG), bahan bakar LPG (*liquid petroleum gas*), biodiesel, metanol, dan dimethyl-ether (DME) [20]. Pada dasarnya masalah yang berpengaruh dalam pemilihannya antara lain meliputi faktor harga, sifat kelumasan, kompatibilitas material, aspek lingkungan, dan sifat fisiknya.

16.1 Bahan bakar gas (BBG)

Bahan bakar gas adalah gas bumi yang transparan, tidak berwarna, dan terdiri dari metana sebagai komponen yang utama. Sumber gas yang terbesar ada di Eropa Timur (567.132 milyar m^3) dan Timur Tengah (457.917 milyar m^3). Di Asia Oseania cukup besar, yaitu sekitar 91.134 milyar m^3.

BBG dapat digunakan langsung sebagai bahan bakar motor otto, karena bilangan oktananya tinggi, kira-kira sekitar 130. Meskipun demikian, bagi motor otto yang dirancang untuk bahan bakar bensin, apabila digunakan dengan bahan bakar gas, daya dan efisiensinya akan turun kira-kira 10 sampai 20%. Hal tersebut disebabkan oleh efisiensi volumetrik yang turun sehingga jumlah bahan bakar yang dapat masuk ke dalam silinder tidak dapat memenuhi kebutuhan. Kompresi yang lebih tinggi, supercarjer, dan perbaikan dalam sistem katup isap, seperti terlihat pada Gb. 90. Untuk kendaraan bermotor dengan BBG, gas disimpan di dalam tangki pada tekanan tinggi (~ 200 atmosfer) supaya memungkinkan jarak jelajah kendaraan 200 km. Oleh karena itu, diperlukan

Gb. 90 Prestasi motor otto dengan bahan bakar bensin dan gas alam tekan (BBG) [20].

tangki yang kuat tetapi ringan. Dengan demikian pada kendaraan bermotor dengan bahan bakar bensin dan gas terdapat dua tangki, satu untuk bensin dan satu untuk gas. Di samping itu digunakan konverter, yaitu alat yang dipasang pada saluran isap untuk memasukkan dan menakar gas yang diperlukan, dan mulai bekerja apabila operasi dialihkan dari bensin ke gas. Dalam hal tersebut terakhir, saat penyalaan dapat dimajukan karena bilangan oktana BBG jauh lebih tinggi dan pada bensin biasa. Pada tahun 1988 lebih dari 200 taksi di Jakarta telah menggunakan BBG.

Pada motor yang dirancang khusus untuk BBG dapat digunakan sistem penyemprotan langsung dan penyalaan oleh busi atau sumbat pijar (*glow plug*). Tetapi, dapat pula digunakan sistem penyalaan dengan penyemprotan bahan bakar diesel (sedikit) ke dalam campuran BBG dan udara. Dalam kondisi tersebut dapat diperoleh efisiensi termal yang tinggi, yaitu menyamai motor diesel, apabila digunakan perbandingan kompresi tinggi, dan emisi gas buang yang rendah. Hal tersebut ditunjukkan pada Gb. 91. Di samping itu, karena BBG mengandung volume karbon per satuan energi yang kecil, maka kendaraan BBG dapat menghasilkan emisi CO_2 yang rendah, kira-kira 20% atau lebih, dibandingkan dengan kendaraan bermotor bensin. Emisi selama masa pakainya dapat dikurangi lebih lanjut dengan menaikkan efisiensi termalnya.

Gb. 91 Karakteristik efisiensi dan emisi sebuah motor bensin dengan penyemprotan langsung dengan BBG [20].

LNG (*Liquid Natural Gas*, gas alami cair) dapat juga digunakan, tetapi karena harus disimpan pada temperatur sangat rendah untuk menghindari pendidihan, LNG harus disimpan dalam tangki yang terisolasi dari panas. Meskipun demikian adanya perpindahan panas ke dalam tangki tak dapat dihindarkan. Dalam keadaan tersebut terjadi penguapan, mulai dari komponen yang paling ringan, antara lain metana. Uap tersebut (BOG, *Boiled Off Gas*) harus dikeluarkan dari tangki untuk mencegah terjadinya tekanan tinggi. Apabila hal tersebut terjadi berulang-ulang, maka kadar metana dalam LNG akan berkurang sehingga mengubah komposisi LNG. Peristiwa tersebut dinamakan *weathering*. Kerugian LNG sebagai akibat penguapan tersebut (BOG) kira-kira 2% dalam sehari. Perlu diketahui bahwa densitas energi LNG kurang lebih tiga kalinya CNG.

16.2 Bahan bakar LPG (*Liquid Petroleum Gas*)

LPG dapat diproduksi dari kilang minyak dan dari kilang gas alam. Sebagai bahan bakar kendaraan bermotor, LPG memiliki perbandingan C/H yang lebih mendekati bensin daripada metana, karena itu emisi CO_2 lebih besar daripada gas alam (metana). LPG tidak berasap dan memiliki bilangan oktana lebih tinggi dari bensin, sehingga sangat cocok untuk motor otto meskipun kerapatan energinya 73% daripada bensin.

LPG dapat disimpan dalam kondisi cair pada temperatur sekitar, pada tekanan rendah (0,7–0,8 MPa, 7–8 bar); karena itu lebih mudah daripada BBG yang harus disimpan pada tekanan tinggi. Di samping itu dapat dimasukkan ke dalam mesin melalui karburator atau sistem penyemprotan LPG secara elektronik. Pada saat ini LPG juga sudah dipakai untuk motor-motor besar.

Selanjutnya, penelitian ditekankan pada pengembangan sistem kontrol campuran bahan bakar-udara yang lebih teliti, di samping pengembangan sistem penyemprotan langsung LPG ke dalam silinder seperti pada motor GDI. Semua itu dilakukan untuk memperoleh daya dan efisiensi yang lebih tinggi dan emisi gas buang yang lebih baik.

16.3 Metanol

Metanol adalah bahan bakar cair yang mengandung oksigen; ada dalam fasa cair pada temperatur dan tekanan atmosfer. Selama ini metanol merupakan bahan baku dalam pembuatan formalin, asam asetik, dan MTBE. Tapi, metanol dapat juga diperoleh dari ekstraksi biomassa dan kayu. Bilangan oktananya tinggi sehingga dapat digunakan dengan perbandingan kompresi yang lebih tinggi daripada bensin. Dengan demikian dapat digunakan pada motor bensin dengan

modifikasi yang tidak terlalu banyak pada sistem penyaluran bahan bakarnya. Masalah yang pokok adalah korosi dan abrasi pada penyemprot bahan bakar. Emisi gas buangnya lebih baik daripada motor bensin. Karena itu, penelitian selanjutnya ditekankan pada penerapan sistem penyemprotan bahan bakar langsung ke dalam silinder dan campuran bahan bakar-udara terstratifikasi.

16.4 Biodiesel

Alkil ester dari minyak nabati dan gemuk hewan merupakan bahan bakar terbarukan untuk motor diesel. Ester tersebut dikenal sebagai bahan bakar biodiesel.

Namun, beberapa perbaikan masih diperlukan untuk memenuhi persyaratan operasional. Sebagai bahan bakar diesel, temperatur kristalisasi dari kedelai masih terlalu tinggi (1.4 sampai 5.2°C). Temperatur tersebut berkaitan dengan kemudahan aliran pada temperatur rendah. Hal tersebut diatasi dengan menggunakan *isopropilester* yang memiliki temperatur kristalisasi yang lebih rendah (-10 sampai –6°C). Di samping itu dapat juga dilakukan dengan pendinginan (*winterization*). Dengan pendinginan di bawah temperatur sekitar, beberapa ester jenuh yang bertemperatur cair tinggi dapat diambil, sambil menyaring kristal yang terbentuk pada temperatur tersebut. Alkil ester dari kedelai tidak beracun, *biodegradable*, terbarukan, tidak mengandung senyawa aromatik, kadar belerangnya sangat rendah dan bilangan setara yang tinggi (~55–60) [21]. Dengan demikian sangat cocok untuk bahan bakar motor diesel, meskipun viskositasnya lebih tinggi dan volatilitasnya lebih rendah daripada minyak diesel. Karena itu dapat juga digunakan untuk menaikkan bilangan setana minyak diesel yang diberi tambahan alkil ester. Namun, karena viskositasnya yang tinggi dan volatilitas yang rendah, maka pengabutannya kurang baik dan pembakarannya meninggalkan kerak pada dinding ruang bakar dan penyemprot bahan bakar. Selanjutnya, campuran ester dan minyak diesel menghasilkan emisi yang lebih rendah dari minyak diesel, kecuali kadar NO_X lebih tinggi.

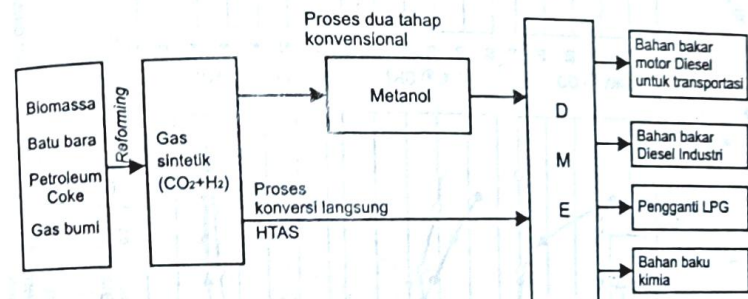
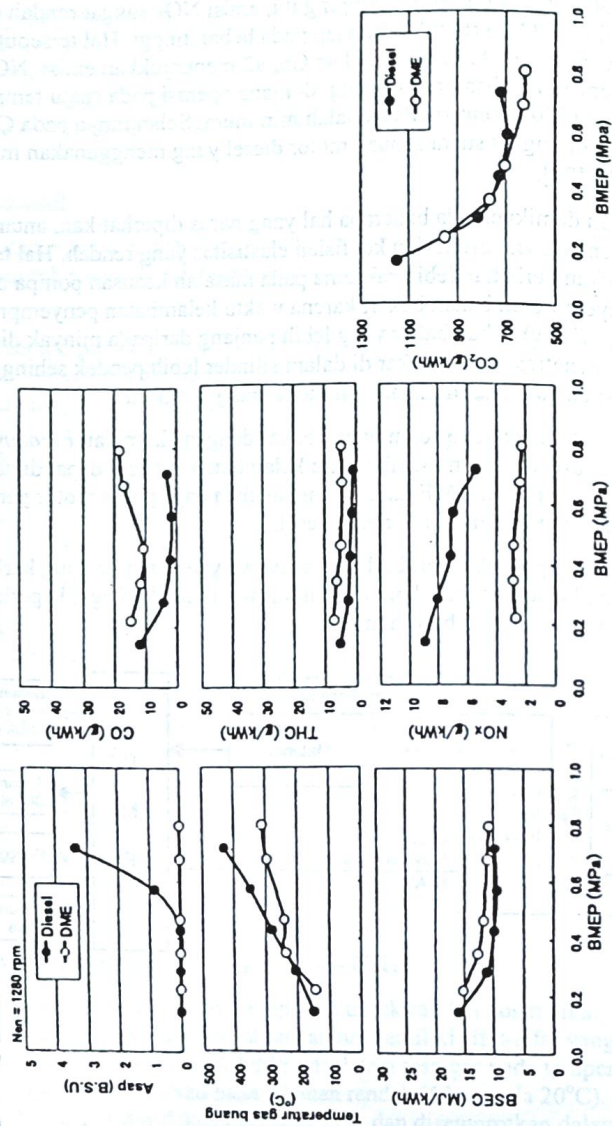
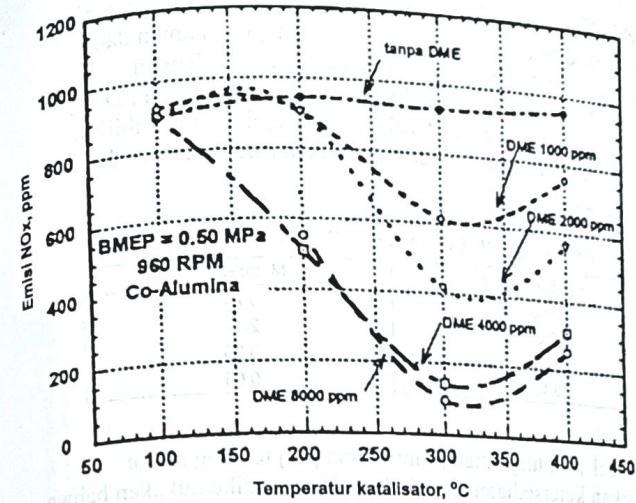
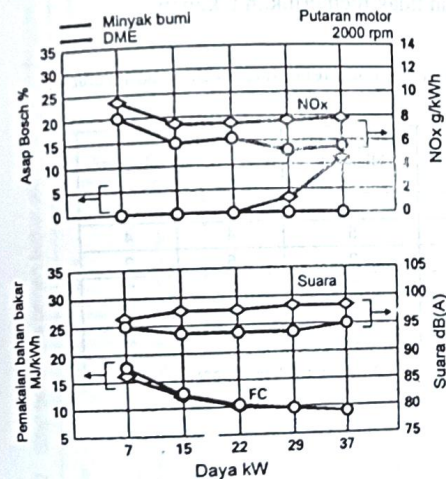
16.5 Dimetil Eter (DME, $CH_3 — O — CH_3$)

DME sudah biasa digunakan pada semprotan untuk cat dan kosmetika. Belakangan ini DME menarik perhatian karena memiliki sifat-sifat yang baik sebagai bahan bakar motor diesel. DME ada dalam fasa gas pada temperatur atmosfer, tetapi dapat dicairkan pada tekanan rendah (5 bar pada 20°C). Dengan demikian DME dapat diperlakukan seperti LPG dan disemprotkan dalam fasa cair. Titik nyala DME yang rendah sangat cocok bagi penggunaannya sebagai

bahan bakar motor diesel. Di samping itu, emisi NO_X sangat rendah dan tidak mengandung SO_X serta tidak berasap pada beban tinggi. Hal tersebut ditunjukkan pada Gb. 92. Sedangkan Gb. 93 menunjukkan emisi NO_X untuk motor dengan katalisator gas buang, di mana operasi pada suatu temperatur katalisator (320°C) emisi NO_X adalah minimum. Selanjutnya pada Gb. 94 ditunjukkan tingkat suara sebuah motor diesel yang menggunakan minyak bumi dan DME [26].

Walaupun demikian, ada beberapa hal yang harus diperhatikan, antara lain adalah tentang viskositas dan koefisien elastisitas yang rendah. Hal tersebut memerlukan perhatian lebih saksama pada masalah keausan pompa dan masalah saat penyemprotan bahan bakar, karena waktu kelambatan penyemprotan (*injection delay*) bahan bakar yang lebih panjang daripada minyak diesel. Selain itu jarak penetrasi bahan bakar di dalam silinder lebih pendek sehingga distribusi bahan bakar di dalam silinder kurang sempurna.

Melalui sistem penyemprotan bahan bakar dengan akumulator (*common-rail fuel injection system*), masalah waktu kelambatan tersebut dapat diatasi sehingga operasi motor dengn DME dapat menghasilkan daya poros motor yang sama dengan apabila digunakan minyak diesel.

DME dapat diproduksi dari berbagai senyawa yang mengandung karbon, antara lain bahan bakar gas, batu bara atau biomassa, untuk berbagai keperluan seperti tersebut pada bagan di bawah ini.

Gb. 92 Karakteristik efisiensi dan emisi sebuah motor diesel dengan bahan bakar DME [20].

Gb. 93 Hubungan antara emisi NO_x dengan variasi temperatur katalisator pada sebuah motor diesel dengan beberapa konsentrasi DME dalam bahan bakar [20].

Gb. 94 Prestasi sebuah motor diesel dengan minyak bumi dan DME [26].

Harga DME diperkirakan masih lebih tinggi daripada minyak diesel, tetapi diharapkan masih dapat diturunkan dengan penambahan pengalaman dan temuan baru. Sedangkan sifat fisiknya masih dapat diperbaiki dengan menggunakan aditif. Dari segi keramahan lingkungan, sampai saat ini DME merupakan pilihan yang terbaik, seperti terlihat pada Tabel 15. Fleksibilitas DME baik dari segi sumber maupun kegunaannya akan meningkatkan daya tariknya di masa yang akan datang.

Tabel 15 Perbandingan emisi motor DME dengan EURO 3 Standard [22]

	EURO 3 Standard	Motor DME
THC	0.60	0.20
CO	2.0	2.17
NO_x	5.0	3.85
PM	0.10	0.05

Selanjutnya pada Tabel 16 ditunjukkan pilihan Cina [22] tentang motor penggerak, berdasarkan ketersediaan energi. Perlu kiranya dikemukakan bahwa Cina memiliki cadangan batu bara sebesar 100–300 milyar ton atau 30% cadangan batu bara dunia. Sedangkan Tabel 17 dan Tabel 18 menunjukkan sifat dari beberapa bahan bakar alternatif dibandingkan dengan minyak diesel. Titik didih DME yang rendah memerlukan sistem bahan bakar tertutup dan bertekanan tinggi serta tangki serupa dengan tangki LPG yang telah terbukti baik teknologinya. Walaupun demikian tidak memerlukan tekanan penyemprotan yang tinggi (~300 bar).

Tabel 16 Pilihan Cina untuk kendaraan bermotor emisi rendah (Low Emission Vehicle, LEV) [22] *)

Bahan bakar	Kepedulian terhadap lingkungan	Kepekaan energi	Ketersediaan teknologi	Prestasi	Insentif ekonomi
LPG	3	3	5	5	5
BBG	3	5	5	4	4
DME	3	5	2	5	3
Listrik	5	5	2	2	2
Hibrida listrik	4	4	4	4	3
Sel bahan bakar	5	5	2	4	1

*) catatan: Angka yang lebih besar menunjukkan derajat kebaikan yang lebih tinggi.

Tabel 17 Sifat beberapa bahan bakar alternatif dibandingkan dengan minyak dan gas bumi [23], [24]

Parameter	Metanol	Etanol	Dimetil-eter (DME)	Dimetioksi-metana (DMM)	Minyak kedelai (metil ester)	Bahan bakar gas alam (BBG)	Minyak diesel	LPG	Bensin
Rumus kimia	CH_3–OH	CH_3–CH_2–OH	CH_3–O–CH_3	$C_3H_8O_2$	$C_{18.8}O_2H_{35.8}$	CH_4	-	Propana + Butana	-
Berat molekul	32	46	46	76	≅ 294	16	-		
Persen massa oksigen	50.0	34.8	34.8	42.1	10.9	0	0	0	0
Titik didih, °C	65.6	78.3	–24.8	42.3	≅ 300 (dekomposisi)	–162	180–370	–42.1	35–232
Perbandingan bahan bakar-udara stoikiometrik, kg/kg	0.156	0.111	0.111	0.138	0.0795	0.0581	0.0685	0,0637–0.0646	0.0677
Nilai kalor rendah, MJ/kg	19.5	26.9	28.4	23.4	37.3	50.0	42.5	44.1	44.1
Viskositas, cp @ 25°C	0.56	1.09	0.12	0.33	4.1	-	1.6–6.88	-	
Berat jenis, g/ml	0.79	0.81	0.73			–0,6 B_{udara} (–0.42 LNG)	0.84	1.5–2 Bd_{udara} (0.58)	0.74
Temperatur nyala sendiri, °C	450	420	235			650	250	470–550	360–380
Bilangan setana	5	8	>>55		51.9		40–55	-	-
Bilangan oktana	111	108				120–130		104	88–94

Tabel 18A Beberapa sifat minyak nabati dibandingkan dengan minyak bumi [25]

Sifat	Minyak sawit	Minyak biji sawit	Minyak kelapa	Minyak biji kapuk	Minyak kastor	Minyak jambu mede	Minyak diesel
Berat jenis, 15°C (kg/l)	0.92-0.95	0.90	0.92-0.94	0.92-0.93	0.962	0.92-0.98	0.80-0.86
Viskositas, 20°C (cSt)	88.6	66.3	51.9		293*	150-160	2-8
Nilai kalor (MJ/kg)	39.5	39.7	37.5	37			45.2
Titik nyala (°C)	314	<260	270-300				>55
Bilangan setana	42						>45
Titik cair (°C)		25-30	22-26		17		
Kadar air (%)	0.1	0.3-0.4	<0.25		<0.25		<0.20
Kadar belerang (%)							<0.30

Tabel 18B Kegunaan beberapa minyak nabati dibandingkan dengan minyak bumi [25]

Untuk penggunaan pada mesin
Neraca energi : positif
Sifat : dapat diterima

Sektor penggunaan	Minyak sawit	Minyak kelapa sawit	Minyak kelapa	Minyak biji kapuk	Minyak kastor	Minyak jambu mede
Bahan bakar	++	++	++	0	-	–
Pelumas	++	++	++	+	++	–
Minyak hidrolik	++	++	++	+	++	–

++: baik sekali; +: baik; 0: agak jelek; – : jelek; – : tidak cocok

Tabel 18 C. Aspek ekologi beberapa minyak nabati dibandingkan minyak bumi [25]

Minyak nabati didalam tanah

Bio-degradable
Dampak racun lebih rendah
Tidak larut dalam air — mobilitas di dalam tanah lebih rendah

Hasil pembakaran (gas buang)

CO_2 netral
Bebas SO_2
1 kg minyak diesel — 3.19 kg CO_2 + 3 g SO_2
Bebas PbO
Asap hitam lebih rendah
Bau: tidak enak

Pustaka

1 Giles, J.G. *Engine Design*, Automotive Technology Series, Vol. II, Iliffe Books Ltd., London, 1968.
2 Howarth, M.H., *The Design of High Speed Diesel Engines*, American Elsevier Publishing Company, Inc., New York, 1966.
3 Ansdale, R.F. dan Lockley, D.J., *The Wankel RC Engine; Design and Performance*, Iliffe Books Ltd., London 1970.
4 Obert, E.F., *Internal Combustion Engines*, 3rd ed., International Textbook Company, Scranton, Pennsylvania, 1968.
5 Petrovsky, H., *Marine Internal Combustion Engines*, MIR Publishers, Moscow, 1968.
6 Rogowsky, A.R., *Elements of Internal Combustion Engines*, McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1953.
7 Taylor, C.F., *The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice*, Vol. I, The Technology Press of the Massachusetts Institute of Technology and John Wiley & Sons, Inc., New York, 1960.
8 –, *The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice*, Vol. II, The MIT Press, Cambridge 1968.
9 Arismunandar, W. & Tsuda K., Motor Diesel Putaran Tinggi, Pradnya Paramita, Jakarta, 1975.
10 R.M.E. Diamant, *Total Energy*, Pergamon Press Ltd., Oxford, 1970.
11 Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg Publication, September, 1970.
12 A.K. Shaha, *Combustion Engineering and Fuel Technology*, Oxford & IBH Publishing Co., New Delhi, 1974.
13 N.R. Beale dan D. Hodgetts, *Further Progress in the Development of the Cranfield-Kushul Engine*, Cranfield Institute of Technology, United Kingdom, 1976. (Paper presented at the XVI th International Congress of FISITA, Tokyo, 1976).
14 Kazuo Inoue, Toru Hatanaka, Hiroshi Kogure, *Emissions, Fuel Economy, and other Characteristics of the Honda CVCC Engine*, Journal of the Society of Automotive Engineers – Australasia, Sept-Oct, 1975.
15 H. Oda, Y. Morita, T. Fujishima, M. Marubara, *Investigation of High Compression Lean Burn Engine*, IPC-4 on Automotive Engineering, Melbourne, 1987.

16 W.D. Ebner, A. Dachs, and H.P. Lenz, *Variable Valve Actuation Systems for The Optimization of Engine Torque*, SAE, Technical Paper Series 910447, 1991.
17 Katsuo Akishino, *Present and Future of Direct Injection SI Engines*, Mitsubishi Motors Corporation, 2000.
18 Robert Bosch GmbH, *Automotive Equipment Business Sector*, Division K3, Engine-Management Systems for Gasoline Engines, K3/VSA, Postfach 300240, D-70442 Stuttgart.
19 Kuwahara, K., Ueda, K., Ando, H., *Mixing Control Strategy for Engine Performance Improvement in a Gasoline Direct Injection Engine*, SAE Paper No. 980158, 1998.
20 Yoshio Sato and Yuichi Goto, *Research Trends in Power Systems Using Alternative Fuels*, International Workshop on Next Generation Power Systems for Automobiles, September 27-30, 2000, Tokyo Japan.
21 Yu Zhang and John H. Van Gerper, *Iowa State University, Combustion Analysis of Esters of Soybean Oil in a Diesel Engine*, SAE Paper No. 960765
22 Huang Zhen, *Current Status and Prospects of Low Emission Vehicles in China*, International Workshop on Next Generation Power Systems for Automobiles, September 27-30, 2000, Tokyo, Japan.
23 Spencer C. Sorenson, *Future Fuels for Diesel Engines, International Workshop on Next Generation Power Systems for Automobiles*, September 27-30, 2000, Tokyo, Japan.
24 Theo H. Fleisch and Peter C. Meurer, *DME-The Diesel Fuel for the 21th Century?* Proceedings Engine and Environment, Grazer Congress, 24-25 August, 1995.
25 Ananta A. Anggraini, *Prospect of Vegetable Oil for Technical Utilization in Indonesia*, International Biodiesel Workshop, Medan, October 2-4, 2001.
26 NKK News, *NKK Begins Japan's First DME Vehicle Road Test*, Vol. 42 No. 3, April 2002.
27 Martin K. Megnin and Jefrey B. Furman, *Gasoline Effect on Octane Requirement Increase and Combustion Chamber Deposits*, Texaco R & D, SAE Paper 92225[illegible]

Daftar konversi satuan

1 PANJANG

1 ft = 12 in
1 in = 25,4 mm
1 mile = 5280 ft = 1760 yd = 1,609 km
1 km = 3281 ft = 1093.6 yd = 0.6214 mile

2 LUAS

1 in^2 = 6,452 cm^2
1 m^2 = 1550 in^2 = 10.76 ft^2 = 1.196 yd^2

3 VOLUME

1 ft^3 = 7,481 US gallon = 28,32 liter
1 in^3 = 16,39 cm^3
1US gallon = 3,785 liter
1 liter = 0,03531 ft^3 = 61,02 in^3 = 0,2642 US gallon

4 KECEPATAN

1 ft/s = 30,48 cm/s
1m/s = 3,281 ft/s = 3,6 km/h
1 mile/h = 1467 ft/s = 1,609 km/h = 0,8684 knot
1 km/h = 0,278 m/s = 0,621 mil/h

5 PERCEPATAN

1 ft/s^2 = 0,3048 m/s^2

6 MASSA DAN BERAT

1 lb = 0,4536 kg = 7000 grains
1 kg = 2,205 lb

7 MASSA JENIS

1 lb/ft^3 = 16,02 kg/m^3
1 gr/cm^3 = 62,43 lb/ft^3

8 GAYA

1 lb = 0,4536 kg (= 0,4536 kp) = 4,448 N (newton)
1 kp (kilopond) = 2,205 lb = 9,807 N (newton)

9 TEKANAN

1 psi (= 1 lb/in^2) = 0,07031 kg/cm^2 = 51,71 mm Hg pada 0° C
1 kg/cm^2 = 14,22 psi = 735,6 mm Hg pada 0° C = 0,9807 bar
1 atm (standard) = 14,7 psi = 1,033 kg/cm^2 = 760 mm Hg pada 0° C
1 bar = 10^5 N/m^2 = 10^5 Pa = 1,0197 kg/cm^2 = 14,50 psi

10 MOMEN PUTAR

1 lb ft = 0,1383 kgm = 1,305 Nm
1 kgm = 7,233 lb ft = 9,807 Nm

11 ENERGI DAN KERJA

1 ft lb = 0,1383 mkg = 1,356 J = 1/778 BTU
1 mkg = 7,233 ft lb = 9,807 J = 1/427 kcal
1 J = 1 Ws = 10^7 erg
1 kcal = 427 mkg = 4187 J = 3,969 BTU
1 BTU = 778 ft lb = 1055 J = 0,252 kcal
1 hp hr = 2545 BTU = 0,7475 kWh
1 PS hr = 632,4 kcal = 0,7355 kWh

12 DAYA

1 W = 1 J/s = 1/1000 kW
Daya kuda metrik: 1 PS = 75 mkg/s = 0,7355 kW = 0,9863 hp
Daya kuda non-metrik: 1 hp = 550 ft lb/s = 0,7475 kW = 1,014 PS

13 TEMPERATUR

°F = 1,8°C + 32
°R = °F + 460 = 1,8°K
°K = °C + 273

14 KONSTANTA GAS UNIVERSAL

$\overline{R}$ = 1,986 BTU/(mole° R) = 1545 ft lb/(mole° R) = 1,986/cal/(gmole° K) = 848 (m kg/k mole °K)

15 LAIN-LAIN

1 cal/gram = 1,8 BTU/lb
1 cal/(gram °K) = 1 BTU/(lb °R)

Penjurus